



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA



**“DISEÑO Y ADAPTACIÓN DE UN SISTEMA PARA EL AVANCE
LONGITUDINAL DEL CONTRAPUNTO MÓVIL DE UN TORNO
PARALELO MODELO TRENS-SN-71C A TRAVÉS DE MANIVELA
EN MINSUR”**

TESIS

PRESENTADA POR:

Bach. THOMAS EDWARD APAZA TAPIA
PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICISTA

PUNO – PERÚ

2021



DEDICATORIA

A Dios por su bondad y su misericordia quien es la lumbrera de mi camino, por iluminarme y guiarme cada día, dándome fuerza para seguir adelante.

A mis padres Fredy y Juliana quienes con su amor, paciencia y esfuerzo me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo y valentía, de no temer las adversidades porque Dios está conmigo siempre.

A mis hermanas Karol y Mariela por su cariño y apoyo incondicional, durante todo este proceso, por estar conmigo en todo momento, por brindarme consejos y palabras de aliento que hicieron de mí una mejor persona y de una u otra forma me acompañan en todos mis sueños y metas.

Thomas Edward Apaza Tapia



AGRADECIMIENTOS

A Dios, por llevarme a su lado a lo largo de esta vida siempre llenándome de gozo, alegría y siempre iluminando mi camino.

Les doy gracias a mis padres por apoyarme en todo momento, por los valores que me han inculcado y por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida, sobre todo por ser un extraordinario ejemplo de vida a seguir.

A la Universidad Nacional del Altiplano y a la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, en cuyas aulas me formé profesionalmente.

Debo también agradecer a los docentes y administrativos de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, que con sus valiosas enseñanzas, amistad y experiencias contribuyeron a mi desarrollo profesional.

Thomas Edward Apaza Tapia



ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA

AGRADECIMIENTOS

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABLAS

ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

RESUMEN	9
ABSTRACT.....	10

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema	11
1.2 Justificación del problema	12
1.3 Objetivos de la investigación	13
1.3.1 Objetivo general	13
1.3.2 Objetivos específicos	13

CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

Marco teórico	14
2.1 Antecedentes de la investigación	14
2.2 Sustento teórico.....	25
2.3 Glosario de términos básicos	51
2.4 Hipótesis	54
2.4.1 Hipótesis general	54
2.4.2 Hipótesis específicas	54
2.5 Operacionalización de variables.....	55



CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 Materiales de construcción del sistema de manivela.....	56
3.2 Diseño metodológico de la investigación.....	57
3.3 Determinación de valores para el cálculo de la fricción estática.....	57
3.4 Determinación de valores de la geometría de la cremallera 12.....	63
3.5 Cálculo de la geometría del engranaje.....	65
3.6 Cálculo de la fuerza transversal del mecanismo manivela – torno (f).....	73
3.7 Velocidad de avance del del sistema piñón – cremallera (va).....	74
3.8 Diseño del cuerpo del sistema de la manivela	75
3.9 Diseño del eje de engranaje – manivela	81

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Cálculo porcentual de la reducción de la fuerza necesaria para deslizar el contrapunto móvil.....	86
V. CONCLUSIONES.....	88
VI. RECOMENDACIONES	89
VII. REFERENCIAS.....	90
ANEXOS.....	92

Área : Mecánica

Tema : Diseño y construcción de máquinas y herramientas

Fecha de sustentación: 21 de diciembre 2021



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Partes del torno paralelo.....	27
Figura 2.2: Elementos del contrapunto móvil	29
Figura 2.3: Clasificación de engranajes.....	38
Figura 2.4: Engranés 1 y 2 embonados	39
Figura 2.5: Diagrama de cuerpo libre engrane 1	40
Figura 2.6: Diagrama de cuerpo libre engrane 2	40
Figura 2.7: Piñón - Cremallera.....	41
Figura 2.8: Proceso de selección de engranajes	43
Figura 2.9: Terminología usada en el diseño y fabricación de uniones soldadas.....	46
Figura 2.10: Partición de la durabilidad estructural	47
Figura 2.11: Diseños de uniones soldadas más comunes	48
Figura 2.12: Tipos de uniones soldadas	49
Figura 2.13: Mecanismos, conjunto de manivela – torno	50
Figura 4.1: Valores del coeficiente de fricción	58
Figura 4.2: Dimensiones del cabezal móvil modelo TRENS-SN-71C	59
Figura 4.3: Valores del coeficiente de fricción	62
Figura 4.4: Diagrama piñón - cremallera	63
Figura 4.5: Nomenclatura de cremallera	64
Figura 4.6: Diagrama piñón - cremallera	65
Figura 4.7: Nomenclatura del engranaje	65
Figura 4.8: Nomenclatura usada en dientes de engranes.....	69
Figura 4.9: Ángulo de presión (α)	71
Figura 4.10: Engranaje Tipo “A”	72
Figura 4.11: Vista frontal del cuerpo del sistema la manivela	75
Figura 4.12: Vista superior del cuerpo del sistema la manivela.....	75
Figura 4.13: Perfil de tipo canal soldado con una costura de filete U.....	76
Figura 4.14: Sección transversal del cordón de soldadura	77
Figura 4.15: Unión soldada	81
Figura 4.16: Vista frontal y corte del eje engranaje - manivela	81
Figura 4.17: Vista frontal del cuerpo de la manivela	82
Figura 4.18: Vista Lateral derecha del cuerpo de la manivela	82
Figura 4.19: Límites de fuerza superior recomendado para empujar y jalar horizontalmente	87



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1: Cremalleras Normalizadas.....	64
Tabla 4.2: Medidas normalizadas en dientes	68
Tabla 4.3: Numero de Dientes y ángulo de presión.....	72
Tabla 4.4: Engranajes normalizados Módulo:3,5	73



ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

AWS: Sociedad Americana de Soldadura

CNC: Control Numérico Computarizado

DP: Valor del diámetro primitivo

Frc: Fuerza de fricción cinemática

Fre: Fuerza de fricción estática

g: Gravedad

ISO: International Organization for Standardization

m: Módulo

\vec{M} : Momento

mt: Masa total del cabezal móvil

Mt: Momento torsor

P: Paso del diente

VA: Velocidad de avance

Z: Número de dientes

μ_e : Coeficiente de Fricción estático



RESUMEN

Desde la creación de la empresa minera San Rafael MINSUR, en el área de maestranza, se han empleado el uso de máquinas y herramientas para realizar actividades diarias en los distintos trabajos que se requieren para la producción del mineral de estaño. El uso del torno paralelo surge debido a la necesidad que existe en la fabricación de repuestos de elementos y componentes que se elaboren a través del proceso de mecanizado por arranque de viruta. Actualmente en los tornos paralelos la forma de utilizar el contrapunto móvil es muy limitada, por lo general la manera de deslizarlo es empujándolo, trayendo como consecuencia el desgaste físico del tornero, al ser necesario el constante uso de esta herramienta. Estadísticamente un alto porcentaje de los accidentes laborales ocasionados por realizar esfuerzos excesivos tienen su origen en el sobreesfuerzo, sus consecuencias pueden ser una diversidad de trastornos musculoesqueléticos y lesiones. El objetivo del presente proyecto es diseñar y adaptar un sistema a través de una manivela para el avance longitudinal del contrapunto móvil del torno paralelo modelo TRENS-SN-71C en el área de maestranza, haciendo uso de normas para los cálculos de módulos, ejes, lubricantes y engranajes. La metodología empleada es de la ingeniería de diseño mecánico, por lo tanto, en este trabajo se analizará una situación real de una necesidad que se presenta dentro de una industria minera. Los resultados obtenidos al lograr adaptar el sistema de manivela serán descartar el sobreesfuerzo y así mejorar la ergonomía del operario, siendo el resultado de disminuir posturas forzadas y movimientos repetitivos al realizar trabajos que requieran el uso del contrapunto móvil. En conclusión, se logró optimizar la producción de elementos, componentes y repuestos al ya no requerir la ayuda de un segundo operario para deslizar del contrapunto móvil.

Palabras clave: Avance longitudinal, Contrapunto móvil, Ergonomía, Torno paralelo, Tribología.



ABSTRACT

Since the creation of the San Rafael MINSUR mining company, the use of machines and tools have been used in the machining area to perform daily activities in the different jobs required for the production of tin ore. The use of the parallel lathe arises due to the need that exists in the manufacture of spare parts of elements and components that are made through the machining process by chip removal. Currently, in parallel lathes the way to use the movable tailstock is very limited, usually the way to slide it is pushing it, bringing as a consequence the physical wear of the lathe operator, as the constant use of this tool is necessary. Statistically, a high percentage of work accidents caused by overexertion have their origin in overexertion, the consequences of which can be a variety of musculoskeletal disorders and injuries. The objective of this project is to design and adapt a system through a crank for the longitudinal advance of the mobile tailstock of the parallel lathe model TRENS-SN-71C in the machining area, making use of standards for the calculation of modules, shafts, lubricants and gears. The methodology used is from mechanical design engineering, therefore, this work will analyze a real situation of a need that arises within a mining industry. The results obtained by adapting the crank system will be to discard the overexertion and thus improve the ergonomics of the operator, being the result of reducing forced postures and repetitive movements when performing work that requires the use of the mobile tailstock. In conclusion, it was possible to optimize the production of elements, components and spare parts by no longer requiring the help of a second operator to slide the tailstock.

Keywords: Longitudinal feed, Movable tailstock, Ergonomics, Parallel lathe, Tribology.



CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Planteamiento del problema de investigación

1.1 Descripción del problema

En el competitivo mercado actual, son cada vez más las empresas que optan por automatizar sus procesos, con el fin de ser más rentables y eficientes. En la actualidad las máquinas y herramientas son requeridas cada vez más automatizadas, siendo reemplazadas por innovadores procesos de control. Dar este gran paso a la modernidad, no es factible para realizarlo de un día para el otro debido a los planes de ejecución de presupuesto y los planes de operabilidad que se plantean anualmente en las empresas, sin embargo, es muy factible el mejoramiento y la implementación de accesorios para hacer más eficiente un proceso o una máquina. Actualmente la empresa San Rafael MINSUR, está optando por comprar máquinas y herramientas que no cuentan con control numérico computarizado, debido a que en la industria minera estas máquinas no son imprescindibles, sin embargo surge la necesidad de optimizar y automatizar procesos para mejorar la producción en el área de maestranza.

La presente investigación se enfocará en diseñar y adaptar un sistema de avance longitudinal del contrapunto móvil de un torno paralelo modelo TRENS-SN-71C a través de una manivela para el área de maestranza de la unidad minera San Rafael MINSUR, logrando reducir la fuerza necesaria para desplazar el contrapunto móvil, debido a que la fuerza necesaria para deslizarlo se eleva dependiendo las dimensiones del torno, es decir, a mayor tamaño del torno, mayor será la fuerza necesaria para deslizar el contrapunto móvil, para este proyecto el torno en mención cuenta con una bancada de 4.5 metros, siendo esta la distancia de la superficie que se deslizará para cada determinado trabajo; afectando así de manera directa la salud física del operario que generalmente es solo uno.



Trayendo como consecuencia el sobreesfuerzo que es una exigencia física excesiva en el desarrollo de la fuerza mecánica que nos permite realizar una determinada tarea. Este problema aparece cuando obligamos a nuestro cuerpo a realizar un esfuerzo que va más allá de sus límites, de manera constante, arriesgando el desarrollo de patologías serias.

Este fenómeno también tiene un impacto en la salud mental, visual, auditiva y emocional. Para evaluar el esfuerzo físico hay que tener en cuenta la naturaleza del trabajo que realiza nuestro cuerpo y las posturas que adoptamos al momento de realizar nuestras labores, que en este caso es siempre estar de pie y no sentados.

1.2 Justificación del problema

El desarrollo de la tesis tiene la finalidad de lograr la solución real de un problema presentado en una empresa minera en el área de maestranza, para esto darle la solución al problema, analizando algunas alternativas, ya que se desea que la solución sea la más óptima, económica y real posible, que por su puesto este dentro del alcance de la empresa.

En el presente proyecto se diseñó un accesorio que permitirá el deslizamiento del contrapunto móvil de un torno paralelo a través de un sistema de manivela, disminuyendo significativamente la fuerza de fricción estática necesaria para lograr deslizarlo, logrando así mejorar la ergonomía, eliminar el sobreesfuerzo, disminuir las horas de trabajo, incrementar la producción y facilitar el trabajo a realizarse por parte del operario. Para la correcta interpretación de la fuerza necesaria para deslizar el contrapunto móvil y la fricción existente entre este con la bancada del torno paralelo debemos comprender conceptos de tribología, fuerza de rozamiento o fricción, fricción estática, fricción dinámica y proceso de conformado de metales por arranque de viruta.

Al diseñar el sistema de avance longitudinal del contrapunto móvil, también será posible adaptar el sistema para otros tipos de tornos con características similares al del



estudio, debido a que en la industria minera siempre se emplea el uso de máquinas y herramientas como es el torno paralelo, logrando así optimizar el tiempo y la producción de la fabricación de elementos, componentes y repuestos que requieran el proceso de mecanizado por arranque de viruta.

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1 Objetivo general

- Diseñar y adaptar un sistema a través de una manivela para el avance longitudinal del contrapunto móvil del torno paralelo modelo TRENS-SN-71C en la unidad minera MINSUR.

1.3.2 Objetivos específicos

- Mejorar la ergonomía y descartar el sobreesfuerzo del operario del torno paralelo provenientes de posturas forzadas y movimientos repetitivos al realizar trabajos que requieran el uso del contrapunto móvil.
- Acondicionar el sistema de avance longitudinal del contrapunto móvil a través de la adaptación de una manivela para otros modelos de tornos paralelos de manera directa a la cremallera mediante un engranaje para transmitir la fuerza necesaria para ser deslizado.
- Optimizar el tiempo y la producción de la fabricación de elementos, componentes y repuestos que requieran el proceso de conformado de metales por arranque de viruta y torneado.



CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

Marco teórico

2.1 Antecedentes de la investigación

Para este proyecto de tesis “Diseño y adaptación de un sistema para el avance longitudinal del contrapunto móvil de un torno paralelo modelo TREN-SN-71C a través de manivela en MINSUR”. Son muy limitados los proyectos de investigación, tesis y artículos científicos que estén relacionas de manera directa en la implementación y adaptación de accesorios a tornos paralelos.

Generalmente se opta por mejorar todo el proceso de conformado de metales por arranque de viruta mediante un sistema más automatizado como es el CNC (Control Numérico Computarizado) y no solo el avance del contrapunto móvil, sin embargo, se pudo recabar información de tesis y artículos de investigación cuyo objetivo y estudio es muy similar al que se pretende con este proyecto.

2.1.1 Comportamiento a la fricción de un par rodante-deslizante bajo condiciones de sistemas ferroviarios.

Autor: Juan Camilo Sánchez González

En el trabajo se hace un seguimiento a la fricción de un par rodante-deslizante bajo condiciones específicas de pares rueda-riel en sistemas ferroviarios, tales como presiones de contacto, materiales de fabricación de los componentes, condiciones de lubricación y porcentajes de deslizamiento. De los ensayos se observó una reducción efectiva en la fricción y la deformación del material en la subsuperficie con la adición de un modificador de fricción en la intercara de contacto, especialmente para bajos porcentajes de deslizamiento (0.8%).



Conclusión: Se llevaron a cabo pruebas de rodadura-deslizamiento controladas en laboratorio, con cuyos resultados fue posible levantar curvas confiables de coeficiente de fricción vs porcentaje de deslizamiento para condiciones en seco y lubricadas bajo condiciones de contacto similares a las de un sistema rueda-riel. (Sánchez, 2014)

La relación que tiene este trabajo con la elaboración del proyecto que se va a realizar es el estudio de la tribología bajo condiciones específicas de pares rueda-riel en sistemas ferroviarios teniendo una similitud entre el contrapunto móvil y la bancada del torno paralelo.

2.1.2 Propuesta de un plan de ergonomía para la mejora del desempeño laboral en el area de maestranza de la empresa IMCO, Arequipa 2015.

Autor: Astrid Carolai Nuñez Alejos

El Presente trabajo de investigación se quiere hacer una propuesta de un plan de ergonomía para mejorar las condiciones de trabajo y desempeño laboral de los trabajadores de la empresa Imco- área de Maestranza, lo que también con lleva a reducir enfermedades ocupacionales e incidentes, el análisis se hace mediante el método e-lest que es un software de ergonomía que junto con un cuestionario analiza las posturas y las condiciones de trabajo tanto en aspectos físicos como psicológicos.

Conclusión: Se realizó el diagnóstico situacional del área de maestranza, en el que se monitoreo el entorno psicosocial, físico y posturas de los operarios hallando así los principales problemas que afectan al desempeño de su labor y a las condiciones de trabajo. Se midieron mediante el método e-lest el cual identifica los factores más riesgosos con una puntuación del 1 al 10, siendo a partir de la calificación 6 factores que podrían desencadenar en riesgos de fatiga, incidentes y enfermedades ocupacionales. (NUÑEZ, 2015)



La relación que tiene este trabajo con la elaboración del proyecto que se va a realizar es la semejanza que tiene con los objetivos específicos, respecto a mejorar la ergonomía de los operarios en un taller de maestranza para disminuir posturas forzadas y movimientos repetitivos al realizar sus actividades.

2.1.3 Modelado y fabricación de sistema de engranaje para torno paralelo Matra.

Autor: Martínez Hernández Elihú

El presente trabajo está dirigido al sector productivo y se realizó en conjunto con la Central Ciclo Combinado Poza Rica de Comisión Federal de Electricidad (CFE C. C. Poza Rica), ubicada en Km. 194 Carretera México Tuxpan S/N, Ejido San Miguel Mecatepec, Tihuatlán, Veracruz. CP: 92903.

El objetivo principal de este proyecto ha sido realizar acciones de mantenimiento correctivo al torno paralelo de la marca Matra que pertenece al departamento mecánico de la central. La máquina es de vital importancia ya que se utiliza para cubrir con las exigencias de los distintos trabajos de mantenimiento realizados a los equipos y componentes de que son utilizados en la central para la generación de energía eléctrica. Uno de los sistemas de engranajes que son utilizados para configurar parte de los controles de avances y pasos de roscas del torno requiere de mantenimiento inmediato, ya que es un mecanismo que se utiliza para realizar operaciones especiales. (Martínez, 2019)

Conclusión: Aunque se aplicaron técnicas y procesos de manufactura convencional para realizar el mantenimiento correctivo al sistema de engranaje del torno, se buscó la forma de involucrar al prototipado rápido en el proceso del proyecto. Esto con la finalidad de aplicar los conocimientos adquiridos durante el posgrado en casos reales de mantenimiento correctivo a nivel industrial, creando así una mayor competitividad y



una reducción significativa en los tiempos invertidos en los trabajos de mantenimiento realizados en la central. (Martínez, 2019)

La presente tesis incluye la fabricación de ruedas dentadas (engranajes), realizar acciones de mantenimiento a un torno paralelo y procesos de manufacturas que se encuentran directamente relacionado con los objetivos y estudios que se plantean en el presente proyecto de tesis.

2.1.4 Tribología: pasado, presente y futuro.

Autor: Juan Felipe Santa Marín y Alejandro Toro Betancur

Grupo de Investigación Materiales Avanzados y Energía - MATyER, Instituto Tecnológico Metropolitano, Medellín, Colombia, juansanta@itm.edu.co

Grupo de Tribología y Superficies, Universidad Nacional de Colombia, Medellín, Colombia, aotoro@unalmed.edu.co

La tribología es la ciencia que estudia fenómenos de superficie tales como fricción, desgaste, y lubricación. Es un campo multidisciplinar que incluye áreas como la ciencia y tecnología de materiales, ciencia y tecnologías químicas, biología y biomedicina y una variedad de áreas temáticas tales como diseño, mecánica de sólidos, mecánica de fluidos, termodinámica, lubricación, metalurgia, entre otras. (San Marín, 2015)

La palabra tribología (del griego trībō, frotar o rozar) fue acuñada por el británico Peter Jost en 1966 cuando presentó a la Reina Isabel II un informe sobre el estado a esa fecha de la investigación y educación sobre la lubricación en Reino Unido. En ese reporte se estimaron ahorros posibles cercanos los 5 billones de libras esterlinas por año en Reino Unido mediante un manejo adecuado de fricción en sistemas mecánicos. Como un



impacto directo de ese informe se inició en Reino Unido, Estados Unidos y Alemania el estudio de la tribología en varios centros de investigación.

La tribología estudia el comportamiento de sistemas que usan la fricción como principio de funcionamiento (tribosistemas) tanto en elementos de máquinas como en elementos de la vida diaria (cepillos de dientes-crema dental, máquinas de afeitar, zapatos-piso, etc.). Quienes trabajan con tribología han tratado de entender y modelar la fricción y el desgaste de materiales, el uso de recubrimientos protectores y en general el comportamiento de las superficies frente a su entorno. Actualmente, la tribología contribuye al desarrollo de áreas como la biomimética, el diseño y fabricación de nuevos materiales, la formulación de lubricantes y la nanotecnología. Otro campo de importancia creciente es el relacionado con la fricción y el desgaste de biomateriales, donde se destacan por ejemplo los avances en materiales para implantes dentales y ortopédicos, la formulación de productos para la piel y el cabello, entre otros. (San Marín, 2015)

En el área particular de la biomimética, en la que se usa la naturaleza como fuente de inspiración para diseñar superficies más eficientes y sostenibles, se han logrado recientemente avances significativos en el diseño y fabricación de superficies determinísticas, es decir, aquellas en las que las características de su rugosidad no son aleatorias sino planeadas para cumplir una función. Ejemplos de estas iniciativas incluyen las superficies hidrofóbicas para aplicaciones arquitectónicas y automovilísticas (superficies auto lavables), superficies de ultra-baja fricción inspiradas en piel de animales con escamas (serpientes, tiburones), etc.

En el futuro cercano, los caminos de la tribología se acercarán cada vez más a los de la ingeniería de superficies dado que los continuos avances en la nanotecnología exigirán un mayor conocimiento de la fricción a nivel molecular y atómico, así como la



capacidad de controlar la respuesta físico-química de las superficies en pequeña escala. Sin embargo, temas clásicos como abrasión, erosión, fatiga de contacto y tribo-corrosión seguirán siendo relevantes por su alto impacto en la cadena productiva de países que, como el nuestro, poseen economías basadas en minería y/o agricultura. (San Marín, 2015)

2.1.5 La importancia de los diagramas en la resolución de problemas de cuerpos deformables en mecánica: el caso de la fuerza de fricción.

Autor: Nehemías Moreno Martínez Vicenç Font Moll

Departamento de Matemática Educativa. Centro de Investigación y de Estudios Avanzados del Instituto Politécnico Nacional. Distrito Federal, México. E-mail: nehemias_moreno@live.com; jrmaciel@yahoo.com.mx

Departament de Didàctica de les Ciències Experimentals i la Matemàtica. Universitat de Barcelona. Barcelona, España. E-mail: vfont@ub.edu

La noción de fuerza fricción o de fuerza de rozamiento ha sido investigada desde diversas perspectivas en el área de la Didáctica de la Física. Algunos investigadores se han enfocado en el tratamiento que realizan los libros textos y su influencia en el aprendizaje, otros han estudiado las ideas previas y el razonamiento de los estudiantes y otros han sugerido que la discusión grupal podría ayudar a clarificar las preconcepciones de los alumnos, o bien han analizado las dificultades de aprendizaje que tienen los estudiantes en torno a dicha fuerza. Por otra parte, también se han propuesto secuencias didácticas que se consideran idóneas para su enseñanza.

Estas investigaciones muestran algunas de las dificultades que tienen los alumnos para el aprendizaje de la fuerza de fricción y ponen de manifiesto la relevancia de investigar los procesos de enseñanza y aprendizaje sobre dicha fuerza. La complejidad de



la actividad físico-matemática necesaria para resolver tareas en las que está involucrada dicha fuerza está presente de manera implícita en estas investigaciones, pero en ellas no hay una caracterización exhaustiva de dicha complejidad. Situados en esta problemática, en este artículo se describe una investigación cuyo objetivo fue caracterizar exhaustivamente la complejidad de la actividad físico-matemática (en términos de prácticas, contenidos y procesos, tanto físicos como matemáticos) que realiza un grupo de estudiantes al resolver problemas en los que está involucrada la fuerza de fricción. Dicha caracterización supone un avance en la investigación de la comprensión de los estudiantes sobre la fuerza de fricción ya que permite tanto (1) explicar mejor las causas de los errores y dificultades en el aprendizaje de los alumnos, como (2) sugerir recomendaciones para su enseñanza. (Moreno, 2016)

Se ha partido del supuesto de que la fuerza de fricción posee dos componentes indisociables, uno físico y otro matemático, que son esenciales para la comprensión adecuada de los fenómenos que se organizan mediante el constructo "fuerza de fricción". La importancia del componente matemático nos ha llevado a utilizar y adaptar un marco teórico y metodológico que provienen de la Didáctica de la Matemática, el Enfoque Onto semiótico de la Cognición e Instrucción Matemática (EOS, en adelante).

Este enfoque se está desarrollando y utilizando principalmente como referente teórico para la investigación en educación matemática y, recientemente, algunos investigadores lo han aplicado a la investigación de los procesos de enseñanza y aprendizaje de la Física.

En esta investigación se analiza la solución de un grupo de estudiantes universitarios al llamado problema del corredor, en particular el papel que tienen los *diagramas* (en los que interviene la fuerza de rozamiento) en la actividad físico-



matemática realizada por los alumnos. Para ello, de acuerdo con el EOS, dicha actividad se modela en términos de prácticas físico-matemáticas, configuraciones epistémicas de objetos primarios y procesos activados en dichas prácticas. El término diagrama es empleado en el sentido de Peirce, el cual es un tipo de icono con el que se representan relaciones inteligibles entre un conjunto de objetos. Según el EOS, éstos pueden ser de tipo institucional si son construidos por un experto (y se corresponden con el llamado diagrama de cuerpo libre) o personal si son construidos por un estudiante (el cual podría ser una representación ostensiva similar o igual al diagrama de cuerpo libre).

El trabajo incluye los siguientes apartados además de esta introducción. En la segunda sección se presenta una revisión bibliográfica de la investigación sobre la enseñanza y aprendizaje de la fuerza de fricción. En la tercera, se presenta el objetivo de la investigación, mientras que en la cuarta se describe la metodología utilizada y se explican algunos elementos teóricos provenientes del EOS, que se han utilizado para el análisis de las respuestas que dan los estudiantes al problema del corredor, en particular las nociones de configuración, epistémica y cognitiva, de objetos primarios. En la quinta sección se analizan y clasifican las respuestas de los participantes -se realiza una primera clasificación en función de que el diagrama de la respuesta muestre un proceso de idealización que convierte al corredor en un punto; a continuación, para las respuestas en las que se muestra dicho proceso de idealización, se hace una segunda clasificación en función de que la respuesta sea correcta. Finalmente, en la última sección, se enuncian algunas conclusiones e implicaciones para la enseñanza de la fuerza de rozamiento. (Moreno, 2016)



2.1.6 Diseño de programa de mantenimiento centrado en lubricación al taller torno y taller torno fresa del SENA C.I.C. de Cartagena.

Autor: Andrés Fernando Franco Corena, Bexni Ávila Caldera

El SENA Centro Industrial y de la Construcción está comprometida con el mejoramiento continuo de las prácticas que se desarrollan dentro de la institución; es así como desarrollar un programa de mantenimiento centrado en lubricación, otorgando la información necesaria para el mismo, constituye una herramienta valiosa para alcanzar la efectividad en los procesos, el cuidado de los equipos y el control sobre los costos de mantenimiento. Los conceptos básicos de tribología y lubricación son esenciales para desenvolvimiento del personal encargado de lubricación, pues estos justifican sus acciones y recomendaciones bajo un soporte técnico y tecnológico que cubre esta ciencia.

La homologación de los lubricantes aplicados a los equipos de los talleres de Torno y Torno Fresa, así como el establecimiento de las frecuencias de cambio y servicio, constituyen una base para el ahorro de los costos de mantenimiento y del control sobre los mismos. Una vez implementado el programa propuesto en los dos talleres analizados, servirá de base para su implementación en todos los talleres y aún, se puede presentar dentro de los programas de formación que el SENA ofrece. (Franco Corena, 2004)

Conclusión: En las condiciones que se encuentra actualmente el SENA C.I.C. requiere inmediata intervención de un programa de mantenimiento en lubricación que permita la optimización de los equipos y sus procesos productivos de tal manera que justifique la asignación de un presupuesto con el cual no cuenta en este momento la institución. La ausencia de una persona o equipo capacitado encargado de la lubricación



en el SENA C.I.C. trae como consecuencia que no se lleve en forma organizada un control de los costos y de información indispensable en cualquier proceso de lubricación.

Con el diseño, implementación y estandarización de un plan de mantenimiento centrado en lubricación en el SENA C.I.C., se incrementa la disponibilidad, la confiabilidad y la vida útil de los equipos existentes lo mismo que el manejo adecuado de los recursos en la cantidad y el momento oportuno, efecto que contribuyen positivamente a interrelacionar la teoría y la práctica del proceso de formación del talento humano en la gestión del mantenimiento. (Franco Corena, 2004)

2.1.7 Estudio de factibilidad técnico y económico para el reemplazo de máquinas herramientas de uso académico en el taller mecánico de la universidad federico santa maría-sede concepción

Autor: Pablo Briones Bustos

En la actualidad la tecnología ha visto avances enormes, en cuanto a maquinas herramientas y su tecnología es por esto que debemos adaptarnos a este cambio ya que si no nos adaptamos es probable que nuestra empresa no prospere. El mercado también ha sufrido un cambio significativo ofreciendo un sin fin de opciones, ofertas y productos. Los tratados internacionales son un punto relevante dentro del cambio de los mercados, pidiendo incluso comprar en cualquier parte del mundo. La variedad de máquinas herramientas son muchas y en específico el torno convencional tiene una enorme diversidad en diferentes partes del mundo, la universidad Federico santa maría consta con tornos Celtic 14 (1972) los cuales han desarrollado la tarea de educar a distintos tipos de profesionales técnicos e ingenieros. Estos tornos Celtic 14 (1972) con los que cuenta la universidad Federico santa maría datan desde el año (1972), dada su antigüedad y el



tiempo de utilización de estos, se ven enfrentado a una devaluación económica, a un notable desgaste de los distintos elementos mecánicos y a una falta de actualización, a pesar de que los tornos de la universidad se encuentran activos, es necesario estudiar la factibilidad de una renovación de estos equipos. (Bustos, 2018)

La universidad Federico santa maría sede concepción localizada en Arteaga Alamparte 943, Hualpén, Concepción inaugurada en 1972 y consta desde esa época con los tornos cltic14 los cuales han desarrollado la labor de educar a distintos tipos de profesionales pero dada su antigüedad se encuentran desactualizados en comparación con otros establecimientos educacionales los cuales cuentan con tornos convencionales más actuales, debido a esto es necesario realizar un estudio de factibilidad para la renovación estas máquinas herramientas. Se estudiarán diferentes tipos de aspectos tanto técnico como económico y con esto se logrará determinar las diferentes opciones las cuales se podrían abordar, se analizará mediante datos empíricos los cuales serán detallados y verídicos. Realizaremos pay back el cual nos dará el tiempo de recuperación de la inversión también se realizará para mayor precisión de este estudio calcularemos de consumo energético y de mantenimiento. (Bustos, 2018)



2.2 Sustento teórico

2.2.1 Máquinas herramientas

Para empezar con el conocimiento de una máquina herramienta como el torno paralelo, en principio debemos definir el concepto de máquina herramienta:

“La máquina herramienta es un tipo de máquina que se usa para dar forma a materiales sólidos, que principalmente son metales. Su principal característica es la falta de movilidad, ya que suelen ser máquinas estacionarias.” (Schwab, 2011)

Una máquina herramienta puede dar forma a materiales sólidos mediante:

- Extracción de materiales (torno, fresa, amoladora, perforadora, etc.)
- Aporte (soldadoras)
- Manteniendo la misma cantidad de material (plegadoras, prensas, etc.).

2.2.2 Torno

Los tornos desempeñan un papel muy importante en los talleres de las industrias del sector metal, como lo demuestra claramente el hecho de que el 90 o 95 % de la viruta producida en el sector de válvulas y racores proviene de estas máquinas herramienta. Alrededor de la décima parte de los accidentes registrados en este sector se deben a los tornos, lo cual representa la tercera parte de todos los accidentes en que intervienen máquinas. Según un estudio sobre la frecuencia relativa de accidentes por máquina llevado a cabo en una planta de fabricación de pequeñas piezas de precisión y de equipos eléctricos, los tornos ocupan el quinto lugar detrás de las máquinas para el trabajo de la madera, las sierras para metales, las prensas mecánicas y las taladradoras. Así pues, no hay duda sobre la necesidad de aplicar medidas de protección para los tornos.



El torneado es un proceso de mecanizado en el que se reduce el diámetro del material por medio de una herramienta provista de un filo especial. El movimiento de corte se produce haciendo girar la pieza a trabajar, y los movimientos de avance y de penetración los efectúa la herramienta.

Haciendo variar estos tres movimientos básicos y eligiendo la geometría apropiada del filo de la herramienta y el material, se puede influir sobre la velocidad de arranque de material, la calidad superficial, la forma de la viruta producida y el desgaste de la herramienta. (Romero, 2009)

2.2.2.1 Estructura del torno

Un torno típico está formado por:

- Bancada con guías mecanizadas para el carro principal y para el cabezal móvil.
- Cabezal fijo montado sobre la bancada, con el husillo principal y el plato
- Caja de cambios para el mecanismo de avance acoplada a la parte delantera de la bancada y que transmite el movimiento de avance, dependiente de la velocidad de corte, a través del husillo de roscar o del husillo de cilindrar y de la caja de maniobra hasta el carro principal.
- Carro principal (o carro de bancada) que va equipado con la guía cruzada que permite el movimiento transversal.
- Porta-herramienta montado sobre la guía cruzada.

Este modelo básico de torno admite infinitas variantes, desde la máquina universal hasta el torno automático especial diseñado para un único tipo de trabajo.

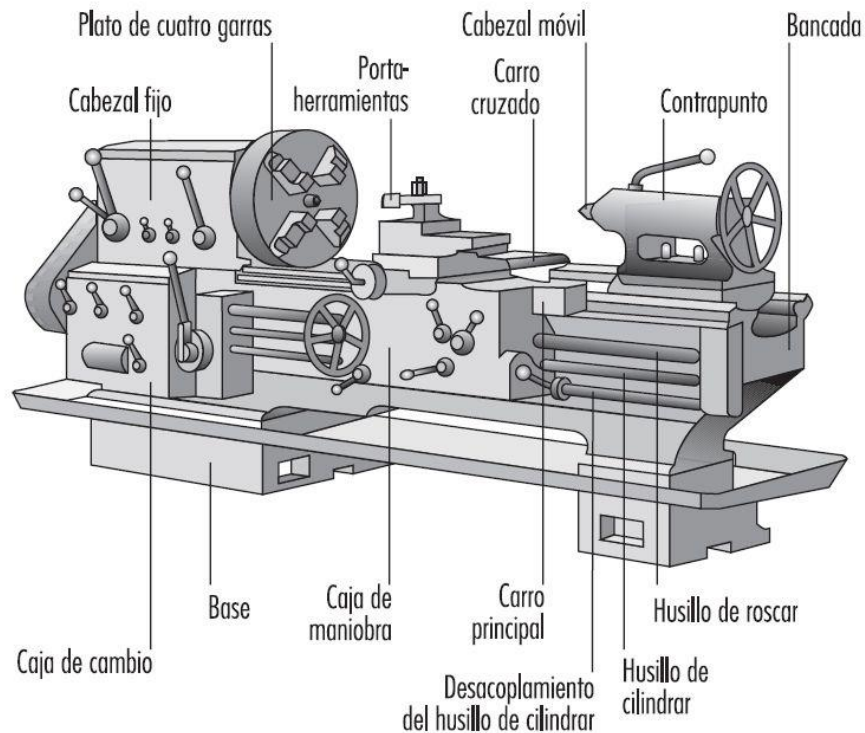


Figura 2.1: Partes del torno paralelo.

Fuente: Romero (2009) Trabajando en el Torno, Andalucía

2.2.2.2 Tipos de tornos

Los tipos de torno más importantes son los siguientes:

- Torno paralelo. Esta es la máquina de torneado de uso más frecuente. Se corresponde con el modelo básico con eje de giro horizontal. La pieza a trabajar se sujeta entre puntos con un plato frontal o con uno de garras.
- Torno multiherramienta. Permite emplear varias herramientas a la vez.
- Torno de torreta, torno revólver. Las máquinas de este tipo permiten mecanizar la pieza por medio de varias herramientas que se van aplicando sucesivamente, una tras otra. Las herramientas van sujetas en una torreta que puede girar para situarlas en posición de corte. Las torretas son generalmente de tipo o disco o de tipo corona, pero también hay tornos con torreta tipo tambor.



- Tornos copiadores. La forma deseada es transmitida desde una plantilla a la pieza mediante un punzón de control. Torno automático. En estas máquinas están automatizadas las distintas operaciones, incluido el cambio de pieza. Hay tornos automáticos para barra y tornos automáticos con fijación de la pieza mediante garras.
- Torno vertical (torno taladro). La pieza gira alrededor de un eje vertical, sujeta a una mesa giratoria horizontal. Este tipo de máquina se emplea normalmente para mecanizar grandes piezas de fundición o de forja.
- Tornos de control numérico (NC) y tornos de control numérico asistido por ordenador (CNC). Todas las máquinas antes mencionadas pueden equiparse con un sistema de control numérico o de control numérico asistido por ordenador. El resultado es una máquina semiautomática o totalmente automática que puede utilizarse de forma prácticamente universal gracias a la gran versatilidad y facilidad de programación del sistema de control.

El desarrollo futuro de los tornos se centrará probablemente en los sistemas de control. Los controles por contacto irán siendo sustituidos cada vez en mayor grado por sistemas de control electrónicos. Por lo que respecta a estos últimos, hay una tendencia a la evolución de los controles programados por interpolación hacia controles programados por memoria. A largo plazo, es previsible que el empleo de ordenadores de proceso cada vez más eficaces tenderá a optimizar el proceso de mecanizado. (Romero, 2009)

2.2.2.3 Cabezal móvil o contrapunta

Está constituido por un conjunto de elementos que integran entre sí distintos mecanismos con funciones específicas, destinadas en su conjunto a servir de apoyo firme a la pieza en giro durante el torneado entre puntos.

2.2.2.4 Funcionamiento del contrapunto Móvil

Para sujetar las piezas convenientemente, se hace girar el volante en el sentido de las manecillas del reloj, por lo que el casquillo, empujado por el huesillo, avanza, y con él, el contrapunto, hasta lograr la presión requerida sobre la pieza que se ha tornado. Finalmente se aprieta el prisionero para fijar la posición del casquillo. (Toledo, 1973)

2.2.2.5 Contrapunto Móvil

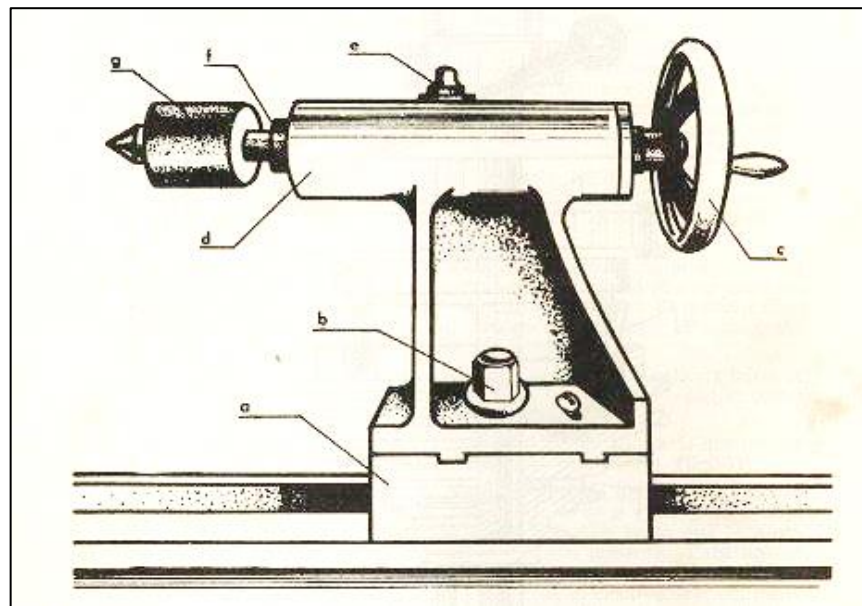


Figura 2.2: Elementos del contrapunto móvil

Fuente: Aliuba, (2011)

- El pedestal
- La tuerca de fijación del cabezal móvil
- El volante para el accionamiento del huesillo del casquillo
- El cilindro
- El prisionero del casquillo
- El casquillo
- El contrapunto.



2.2.2.6 Mandos

Todos los tornos deberán estar dotados de un interruptor o seccionador eléctrico que permita efectuar de forma segura los trabajos de mantenimiento y reparación. Este interruptor deberá desconectar la corriente en todos los polos, cortar de forma fiable las conexiones neumáticas e hidráulicas y desahogar la presión de los circuitos. En las máquinas grandes el interruptor de desconexión deberá ser de un diseño tal que pueda bloquearse con un candado en la posición de circuito abierto, como medida de seguridad contra su reconexión accidental.

Los mandos de la máquina estarán dispuestos de manera que el operario pueda distinguirlos y alcanzarlos fácilmente, y que su manipulación no entrañe ningún peligro. Esto significa que los mandos no deberán colocarse nunca en lugares donde solo puedan ser alcanzados pasando la mano sobre la zona de trabajo de la máquina, o donde puedan ser golpeados por virutas proyectadas.

Los interruptores que controlan la presencia de las defensas y las enclavan con la transmisión de la máquina, deberán seleccionarse e instalarse de manera que abran positivamente el circuito tan pronto como la defensa abandone su posición de protección.

Los dispositivos de parada de emergencia deberán provocar la detención inmediata del movimiento peligroso correspondiente. Estarán diseñados y ubicados de manera que puedan ser accionados fácilmente por el trabajador que esté en peligro. Los pulsadores de parada de emergencia deberán ser fácilmente accesibles y de color rojo.

Los elementos de accionamiento de los mecanismos de control que puedan dar lugar a un movimiento peligroso en la máquina, deberán tener una protección que impida todo accionamiento involuntario. Por ejemplo, las palancas de acoplamiento de los embragues en el cabezal y en el carro de bancada deberán contar con dispositivos de



enclavamiento o pantallas de seguridad. Un pulsador puede hacerse más seguro alojándolo en un hueco o rodeándolo con un collarín protector.

Los mandos manuales deben estar diseñados y ubicados de manera que el movimiento de la mano se corresponda con el movimiento que se está controlando de la máquina. Los mandos deberán marcarse por medio de rótulos fácilmente legibles y comprensibles. Para evitar malentendidos o dificultades lingüísticas se recomienda el uso de símbolos. (CHACON, 2004)

2.2.2.7 Elementos de transmisión

Todos los elementos móviles de transmisión (correas, poleas, engranajes) deberán estar protegidos con una cubierta o defensa adecuada. Las personas encargadas de la instalación de la máquina pueden contribuir de modo considerable a la prevención de los accidentes con el torno. Los tornos deben instalarse de forma que los operarios que los atienden no se estorben ni pongan en peligro mutuamente. Los operarios no deberán estar de espaldas a los pasillos. Cuando los puestos de trabajo vecinos o las zonas de paso estén dentro del alcance de las virutas que salen despedidas, deberán instalarse pantallas protectoras.

Las zonas de paso deberán marcarse con claridad. Deberá dejarse espacio suficiente para los equipos de manutención de materiales, para apilar las piezas y para los armarios de herramientas. Las guías para el material en barras no deberán sobresalir hacia las zonas de paso.

El piso sobre el que permanece el operario deberá estar aislado del frío. Habrá que tener cuidado de que el aislamiento no suponga un obstáculo con el que se pueda tropezar, y de que el revestimiento del piso no pueda volverse resbaladizo ni siquiera cuando quede cubierto por una película de aceite.



Las tuberías y conductos se instalarán de manera que no estorben. Deberán evitarse las instalaciones provisionales. (CORTES, 2007)

Las medidas técnicas de seguridad en el taller deberán estar dirigidas en particular hacia los puntos siguientes:

- Los dispositivos de sujeción de las piezas (platos fijos, platos de garras, mandriles) deberán equilibrarse dinámicamente antes de utilizarse.
- La velocidad máxima admisible de los platos de garras deberá ser marcada por el fabricante sobre el plato y deberá ser respetada por el tornero.
- Cuando se utilicen platos centradores con rosca plana, deberá garantizarse que no puedan salir despedidas las mordazas al poner en marcha el torno.
- Los platos de este tipo deberán diseñarse de forma que no pueda sacarse la llave antes de asegurar las mordazas. Normalmente, las llaves de plato deberán diseñarse de manera que sea imposible dejarlas en el plato.

Es fundamental disponer de equipos elevadores auxiliares para facilitar el montaje y desmontaje de platos y mandriles pesados. El plato deberá fijarse firmemente para evitar que se suelte del eje en caso de que se frene repentinamente el torno. Esto puede conseguirse con una tuerca de retención roscada a izquierdas sobre la cabeza del eje, empleando un acoplamiento rápido tipo "Camlock", dotando al plato de una chaveta de enclavamiento o asegurándolo con un anillo de bloqueo dividido en dos mitades.

Cuando se empleen dispositivos hidráulicos para fijación de la pieza, tales como platos de garras, mandriles y contrapuntos accionados hidráulicamente, se habrán de tomar medidas para que sea imposible introducir las manos dentro de la zona peligrosa de cierre de los dispositivos. Esto se puede conseguir limitando a 6mm el recorrido del elemento de apriete, colocando los mandos de hombre muerto de manera que no sea



posible introducir las manos en la zona peligrosa, o disponiendo una protección móvil que tenga que estar cerrada para que pueda iniciarse el movimiento de apriete.

Cuando sea peligroso poner en marcha el torno con las mordazas del plato abiertas, la máquina deberá ir equipada con un dispositivo que impida iniciar la rotación del eje antes de cerrar las mordazas. La falta de energía no deberá provocar la apertura o el cierre de los dispositivos hidráulicos de sujeción de la pieza.

Si disminuye la fuerza de apriete del plato hidráulico, deberá detenerse el giro del eje, y deberá ser imposible ponerlo en marcha. La inversión de la dirección de apriete de dentro a fuera (o viceversa) mientras gira el eje, no deberá provocar el decalado del plato de su posición en el eje. Solo deberá ser posible desmontar los dispositivos de sujeción de su lugar en el eje cuando este último deje de girar.

Al mecanizar material en barras, la parte que sobresalga del torno deberá estar cubierta por guías adecuadas. Los contrapesos de alimentación de la barra estarán protegidos por cubiertas con bisagras que deberán llegar hasta el suelo. (Romero, 2009)

2.2.2.8 Platos de arrastre

Para evitar graves accidentes en especial durante trabajos de pulido en un torno no deberán utilizarse arrastres sin proteger. Se deberá emplear un arrastre centrador de seguridad, o en el caso de un arrastre convencional se deberá montar un collarín protector. También se pueden utilizar arrastres autoblocantes o dotar al plato de arrastre de una cubierta protectora. (CORTES, 2007)

2.2.2.9 Viruta

Las virutas largas son peligrosas porque pueden enredarse en brazos y piernas y causar graves lesiones. Las virutas continuas y en espiral pueden evitarse eligiendo



velocidades, profundidades de corte y espesores de viruta adecuados, o empleando herramientas de torneado con romper virutas de garganta o de escalón. Para retirar la viruta deberán emplearse ganchos para viruta con mango y protector. (CHACON, 2004)

2.2.2.10 Ergonomía

Las máquinas deberán diseñarse de forma que permitan obtener una máxima producción con un mínimo de esfuerzo por parte del operario. Esto puede lograrse adaptando la máquina al trabajador. Al diseñar los elementos de un torno sobre los que actúa el hombre deberán tenerse en cuenta los factores ergonómicos. Un diseño racional del puesto de trabajo incluye también la disposición de equipos auxiliares de manutención, tales como accesorios de carga y descarga.

Todos los mandos deberán estar situados dentro de la esfera fisiológica o al alcance de las dos manos. Los mandos estarán dispuestos de forma clara y su forma de accionamiento deberá regirse por la lógica. En las máquinas pensadas para operarios que trabajan de pie, deberán evitarse los mandos accionados por pedal. La experiencia ha demostrado que es beneficioso diseñar el puesto de trabajo para las dos posiciones, de pie y sentado. Cuando el operario tenga que trabajar de pie se le deberá dar la posibilidad de cambiar de postura. En muchos casos los asientos mullidos proporcionan un gran alivio para pies y piernas cansados. Deberán tomarse medidas para crear un confort térmico óptimo, teniendo en cuenta la temperatura del aire, la humedad relativa, el movimiento del aire y el calor radiante. El taller deberá estar adecuadamente ventilado. Para eliminar las emanaciones gaseosas deberá haber dispositivos extractores locales. Cuando se mecanicen piezas a partir de material en barras deberán usarse tubos guía revestidos de material fonoabsorbente. El lugar de trabajo deberá disponer preferiblemente de un alumbrado de distribución uniforme y con un adecuado nivel de iluminación. (Romero, 2009)



2.2.2.11 Accidentes más usuales en el torno, causas.

La prevención de los accidentes con tornos comienza en la fase de diseño. Los proyectistas deben prestar especial atención a los mandos y a los elementos de transmisión. Según (Romero, 2009) los accidentes con los tornos obedecen normalmente a las siguientes causas:

- Inobservancia de las reglas de seguridad al instalar las máquinas en los talleres (por ejemplo, insuficiente espacio entre máquinas, ausencia de un interruptor de desconexión para cada máquina).
- Falta de defensas o ausencia de dispositivos auxiliares (se han dado casos de lesiones graves en operarios que trataron de frenar el husillo del torno ejerciendo presión con una mano contra poleas de transmisión carentes de defensas y en operarios que accionaron inadvertidamente palancas o pedales de embrague sin proteger; también se han producido lesiones por proyección de virutas debido a la ausencia de pantallas abatibles o deslizantes).
- Mandos mal situados (por ejemplo, el contrapunto puede atravesar la mano del tornero si éste confunde el pedal que controla las garras porta piezas con el que gobierna el circuito hidráulico para el movimiento del contrapunto).
- Condiciones de trabajo desfavorables (es decir, fallos desde el punto de vista de la fisiología laboral).
- Falta de equipo de protección personal o uso de ropa de trabajo inadecuada (hay casos de torneros que se han provocado lesiones graves e incluso mortales por llevar ropa holgada o el pelo largo y suelto).
- Insuficiente formación del personal (un aprendiz se hirió mortalmente cuando torneaba un eje corto montado entre puntos que iba arrastrado por medio de un soporte acodado sujeto a la cabeza del husillo y por otro recto fijado al eje; el



soporte atrapó su manga izquierda, la cual se enrolló en la pieza y arrastró violentamente al aprendiz contra el torno).

- Mala organización del trabajo, lo cual da lugar al uso de equipos inadecuados (por ejemplo, en una ocasión se mecanizó en un torno convencional una barra que, por ser demasiado larga para este tipo de torno, sobresalía más de un metro del cabezal; además, la abertura de las garras era demasiado grande para la barra por lo que se ajustó introduciendo cuñas de madera. Cuando el husillo del torno comenzó a girar, el extremo libre de la barra se dobló a 45° y golpeó al operario en la cabeza. El hombre murió a la noche siguiente).
- Elementos defectuosos en la máquina (por ejemplo, una chaveta suelta en un embrague puede provocar que empiece a girar el eje del torno mientras el operario está ajustando la pieza en el plato de garras).

2.2.2.12 Mantenimiento

Los tornos deberán revisarse y lubricarse periódicamente. Las averías se corregirán de inmediato. Cuando una avería comprometa la seguridad, deberá dejarse la máquina fuera de servicio hasta que se lleve a cabo una acción correctora.

Los trabajos de reparación y mantenimiento solo deberán efectuarse después de haber desconectado la máquina de la toma de energía eléctrica.

2.2.2.13 Seguridad y salud en el trabajo

La Seguridad y Salud en el Trabajo (SST) es un derecho fundamental de todos los trabajadores y tiene como objetivo, prevenir los accidentes de trabajo y enfermedades ocupacionales. Para eso, las entidades públicas deberán propiciar el mejoramiento de las condiciones de seguridad y salud en el trabajo a fin de prevenir daños en la integridad



física y mental de los trabajadores que sean consecuencia, guarden relación o sobrevengan durante el trabajo.

El reglamento de la Ley 29783, Ley de Seguridad y Salud en el Trabajo, establece que una enfermedad laboral es una enfermedad contraída como resultado de la exposición a factores de riesgo relacionadas al trabajo. (Velandia, 2013)

2.2.3 Engranajes:

Un engranaje se puede considerar como una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro más pequeño (piñón), transmitirá rotación de un eje a otro. La función principal de un engrane es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes.

Los dientes de un engrane impulsor empujan los dientes del engrane impulsado, ejerciendo una componente de la fuerza perpendicular al radio del engrane. De este modo se transmite un par detorsión y como el engrane gira, se transmite potencia. Los engranes son los transmisores de par de torsión más fuertes y resistentes. Su eficiencia de transmisión de potencia puede ser tan alta como de 98%. Por otra parte, usualmente los engranajes son más costosos que otros transmisores de par de torsión, tales como los de transmisión por cadena y banda. Los engranajes están altamente estandarizados en cuanto a forma de los dientes y tamaño. (Quijorna, 2007)

2.2.3.1 Clasificación de engranajes

La clasificación principal de los engranajes se efectúa según varios factores como su disposición de su eje de rotación, así como también por los tipos de dentado; según estos criterios existen los siguientes tipos de engranajes: Engranajes de ejes paralelo, engranajes de eje no paralelos coplanares, engranajes de eje no párelos no coplanares.

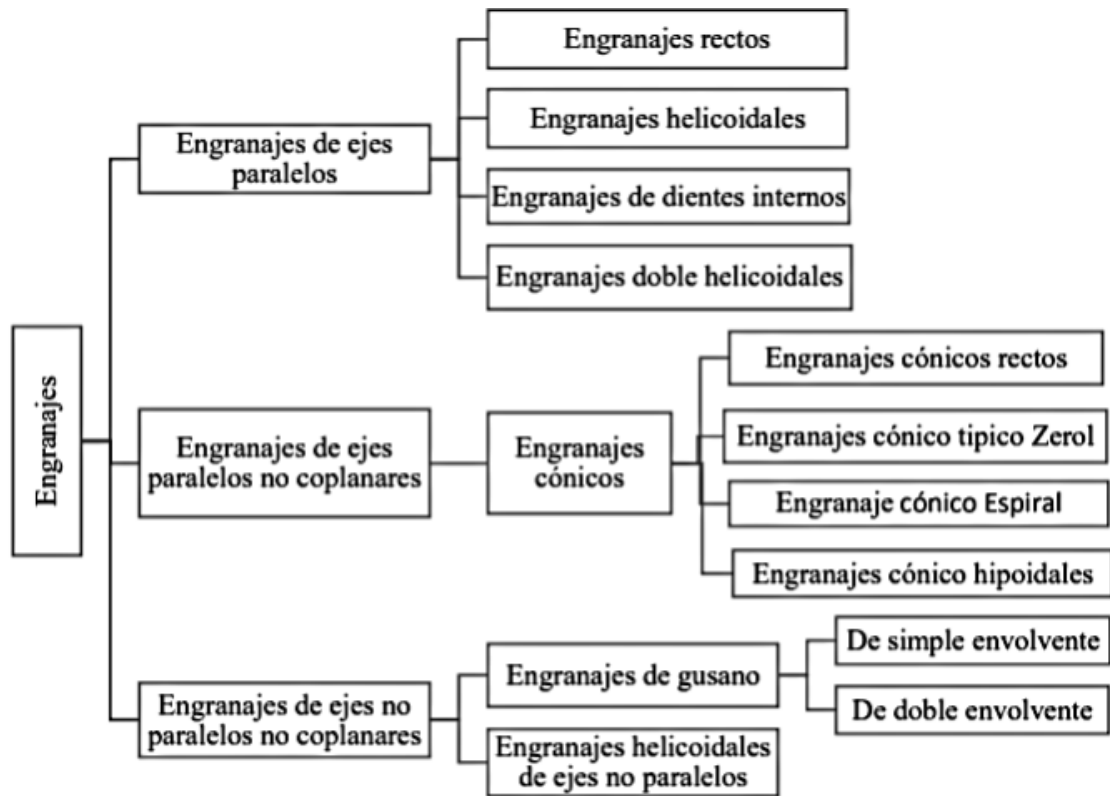


Figura 2.3: Clasificación de engranajes

Elaboración propia

2.2.3.2 Fuerzas que actúan sobre un engranaje

Además de la nomenclatura, tipo y aplicaciones de los engranajes, se debe conocer la relación que existe entre los engranajes y las fuerzas que actúan sobre ellos. Esta relación permite la aplicación y definición de dos aspectos básicos: El primero, fundamental para el diseño de soportes de las estructuras donde se instalan los engranajes (ejes); y el segundo, para el diseño y/o selección del engranaje mismo a fin de definir el tipo de material, tamaño y ancho de la cara.

Las fuerzas actúan en los engranajes a lo largo de la línea de acción y para los efectos de cálculo se asumen siempre ubicadas sobre la circunferencia de paso. En los engranajes cilíndricos rectos la fuerza actuante en un engranaje embonado a otro, se manifiesta en dos direcciones, una radial y otra tangencial. En el resto de engranajes

cilíndricos, cónicos y sinfín, la fuerza actuante se manifiesta en tres direcciones, las mismas de los engranajes cilíndricos rectos y una tercera axial.

2.2.3.3 Engranajes cilíndricos rectos

Los engranajes rectos son los más simples y el tipo más común. Los engranajes cilíndricos de dientes rectos son de la forma más usual y sencilla. La proyección de sus dientes son paralelos al eje en que giran y su contorno es de forma cilíndrica circular. En la Figura 2 se representa la geometría de un engrane de diente recto. (Ruiz, 2008)

En la figura 2.4, se representan embonados los engranajes cilíndricos rectos 1 y 2. Si el piñón es el engranaje 1 y la rueda el engranaje 2, las fuerzas F_{12} y F_{21} son las fuerzas de acción y reacción, respectivamente. Ambas fuerzas actúan en la misma dirección de la línea de acción, pero con diferentes sentidos. Las fuerzas F_{12} y F_{21} pueden representarse cada una en sus respectivas componentes, horizontal y vertical.

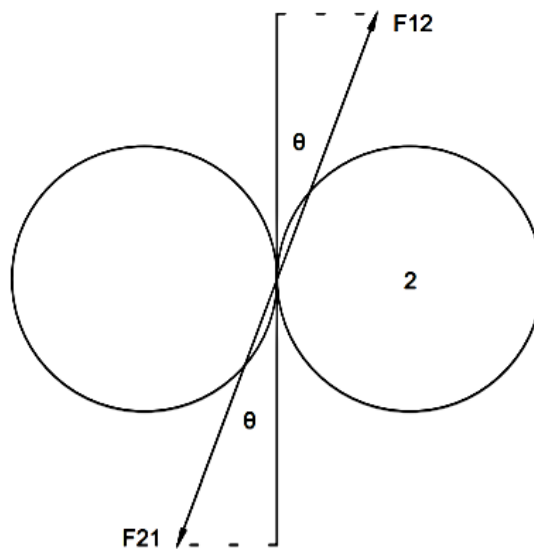


Figura 2.4: Engranajes 1 y 2 embonados

Elaboración propia

En la figura 2.5, se representa el caso del engranaje 1, donde la fuerza actuante es F_{21} y se tiene que la fuerza horizontal es F_{r21} , también llamada fuerza radial porque

actúa en sentido radial respecto a la circunferencia del engranaje 1, y la fuerza vertical es la F_{t21} , llamada fuerza tangencial porque actúa tangente a la circunferencia de paso del engranaje 1.

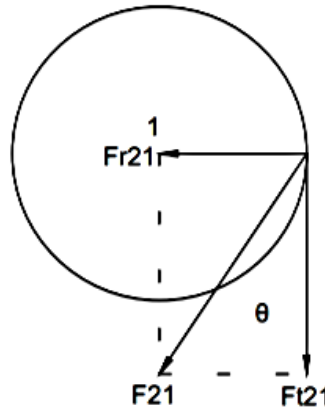


Figura 2.5: Diagrama de cuerpo libre engrane 1

Elaboración propia

En la figura 2.6, se representa el caso del engranaje 2, donde la fuerza actuante F_{12} , es la fuerza que reacciona ante F_{21} . Esta fuerza se descompone en sus correspondientes, vertical F_{t12} (tangencial) y horizontal F_{r12} (radial), las cuales reaccionan ante F_{t21} (tangencial) y F_{r21} (radial), respectivamente.

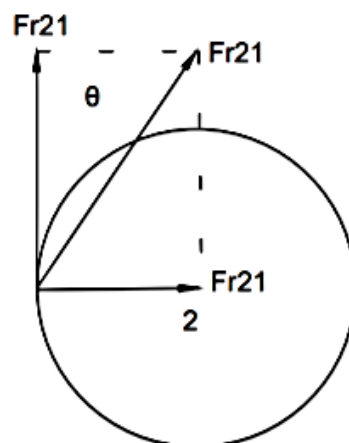


Figura 2.6: Diagrama de cuerpo libre engrane 2

Elaboración propia

2.2.3.4 Engranaje de cremallera recta

Los sistemas de cremallera y piñón están formados por un engranaje con forma lineal el cual puede acoplarse a un engranaje recto. La cremallera recta es teóricamente una porción de un engranaje con un radio infinito. El par torsor puede ser convertido en una fuerza lineal cuando el piñón gira. Para que el engrane sea posible y el piñón pueda deslizarse sobre la cremallera es preciso que tanto piñón como cremallera posean el mismo módulo. (Zapata, 2020).

Este tipo de mecanismo es reversible. Es decir, puede funcionar aplicando un movimiento de giro al piñón que es transmitido a la cremallera desplazándolos de forma lineal, o viceversa, si se administran movimientos lineales alternativos a la cremallera, éstos se convierten en movimientos rotativos en el piñón. Se utiliza taladros de columna, sacacorchos, en la apertura y cierre de puertas sobre guías, y en las direcciones de los automóviles. (Zapata, 2020)

Cálculo Modular de Cremallera y Piñón

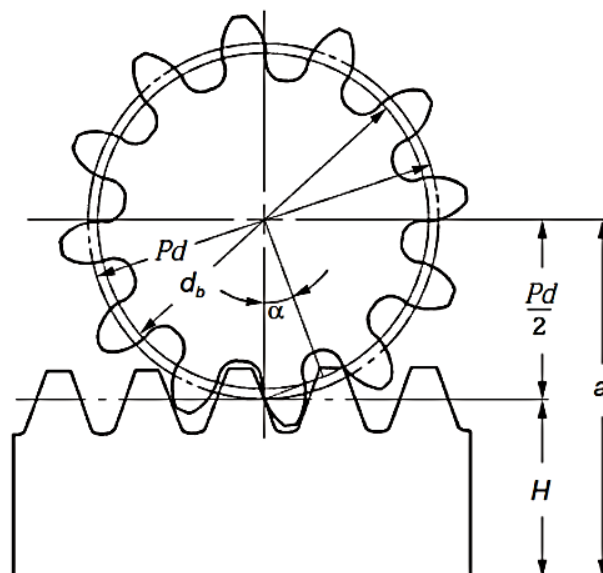


Figura 2.7: Piñón - Cremallera.

Fuente: Zapata (2020)



2.2.3.5 Principales criterios de diseño de transmisiones de engranajes

Cuando se diseña una transmisión de engranajes, es habitual realizar un diseño preliminar de la misma antes de proceder con el costoso diseño de detalle de todos los elementos que la compondrán.

En esta fase preliminar de diseño se involucran acciones como la determinación de las tensiones a las que estará sometida la transmisión en condiciones de trabajo, la estimación del tipo y el tamaño de los engranajes teniendo en cuenta las restricciones de espacio y peso de la transmisión, así como otros parámetros de funcionamiento de relevancia para la transmisión (Roda Casanova, 2015)

Generalmente los principales criterios de diseño para la transmisión de engranajes son:

- La potencia o el par de salida requerido.
- La relación de transmisión.
- La velocidad de entrada o la velocidad requerida a la salida.
- La vida útil esperada para la transmisión.
- Las condiciones en las que trabajará la transmisión.
- La naturaleza de las cargas a las que la transmisión de engranajes estará sometida durante su funcionamiento.
- Otras consideraciones, como requerimientos de espacio o peso, distancias y posiciones relativas entre ejes, etc.

2.2.3.6 Diagrama de flujo del proceso habitual de diseño preliminar de los engranajes

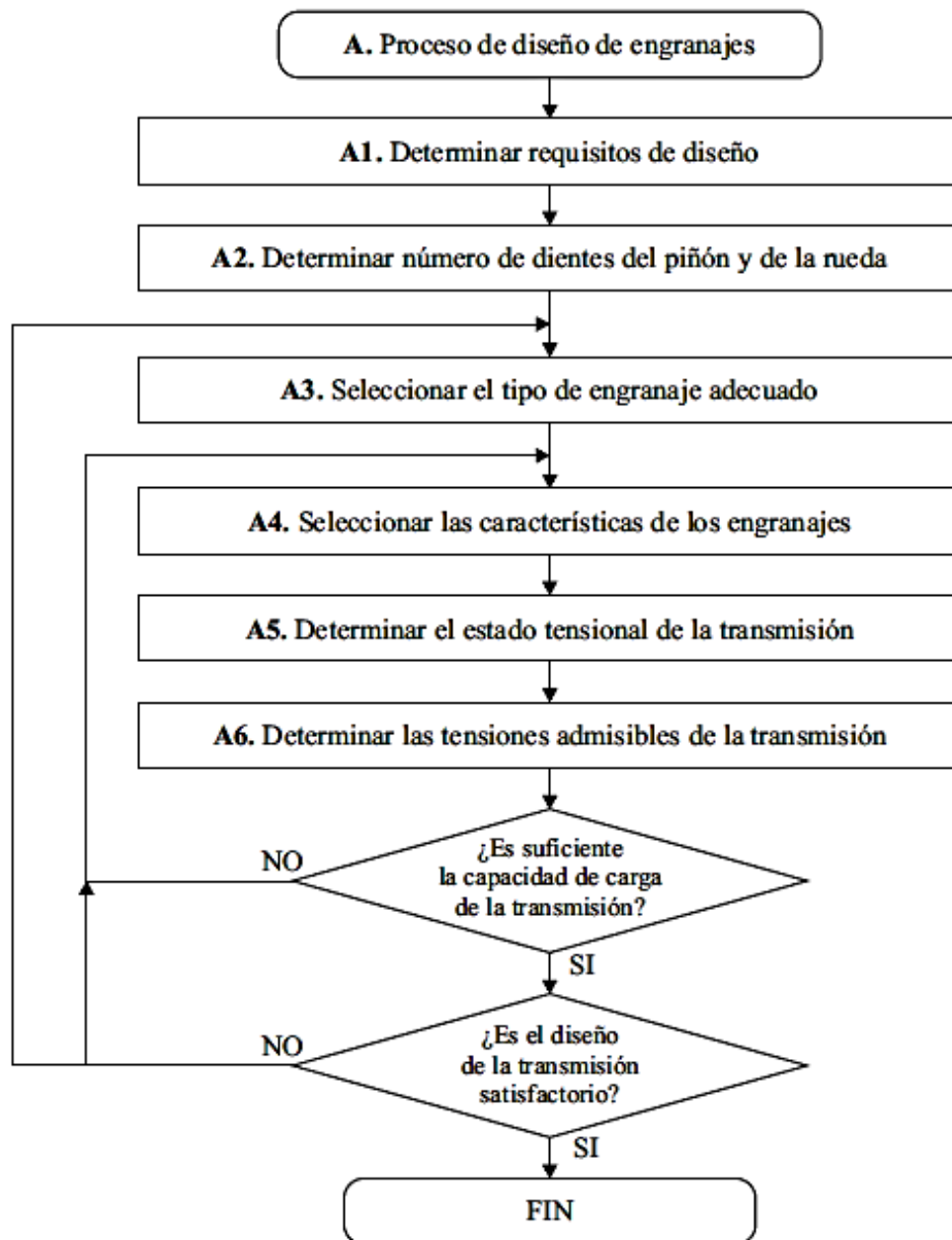


Figura 2.8: Proceso de selección de engranajes

Fuente: Roda Casanova (2015)

2.2.3.7 Ventajas del uso de engranajes

Un engranaje se puede considerar como una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro más pequeño (piñón), transmitirá rotación de un eje



a otro. La función principal de un engrane es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes. Los dientes de un engrane impulsor empujan los dientes del engrane impulsado, ejerciendo una componente de la fuerza perpendicular al radio del engrane. De este modo se transmite un par de torsión y como el engrane gira, se transmite potencia. Los engranes son los transmisores de par de torsión más fuertes y resistentes. Su eficiencia de transmisión de potencia puede ser tan alta como de 98%. Por otra parte, usualmente los engranajes son más costosos que otros transmisores de par de torsión, tales como los de transmisión por cadena y banda. Los engranajes están altamente estandarizados en cuanto forma de los dientes y tamaño. (Ruiz, 2008)

2.2.3.8 Normas ISO

ISO (International Organization for Standardization) es una organización independiente, no gubernamental compuesta por miembros de los organismos nacionales de normalización de 166 países. La gestión de la labor técnica está a cargo de la Junta de Gestión Técnica. Este organismo también es responsable de los comités técnicos que conducen el desarrollo de normas, así como de cualquier asesoría sobre temas técnicos.

El Comité Técnico 60 (ISO TC60), creado en 1947, mismo año de fundación que ISO, es el dedicado a la Normalización en el campo de engranajes, incluyendo terminología, dimensiones nominales, tolerancias, y herramientas para la fabricación y control. Desde 1993, la secretaría de ISO TC60 está a cargo de la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA). Las series de normas ISO vigentes relacionadas con engranajes son las ISO 6336. (Duque Raminrez, 2017)



2.2.4 Uniones soldadas

2.2.4.1 Cálculo de uniones soldadas

La soldadura constituye una unión fija entre dos o más piezas metálicas, por lo general de igual material, las cuales, por medio de calor entregado a las mismas, y casi siempre a un material adicional de aporte, se funden y se combinan resultando una unión por cohesión en las denominadas soldaduras fuertes y por adhesión en las denominadas soldaduras blandas. Por lo tanto, se tienen soldaduras con aporte y sin aporte de material, siendo las primeras las que se unen por simple fusión de cada uno de los materiales, o del material de aporte, y las segundas las que además de la fusión necesitan que se ejerza presión entre ellas para que se realice la unión. Las soldaduras fuertes se realizan mediante soldadura oxiacetilénica (soldadura autógena), soldadura eléctrica por arco voltaico, soldadura aluminotérmica y por resistencia eléctrica y presión. Las soldaduras blandas son las estañadas, donde el material aportado es de menor resistencia y dureza que los que se unen. (Ringegni, 2013)

2.2.4.2 Principales puntos a considerar en uniones soldadas

Una unión soldada se define como un ensamble cuyas partes componentes están unidas por soldadura. Este diseño debe cumplir ciertos requerimientos para el ensamble final y debe ser diseñada para poder mantener la geometría durante un posible precalentamiento, usando si es necesario elementos adicionales de fijación, de acuerdo con (American Welding Society, 1997).

En cuanto a la terminología utilizada en el área del diseño, ésta varía de un país a otro y los términos usados para la misma cosa pueden diferir aún entre compañías de un país, o entre diferentes grupos de personas en la misma industria, por esta razón se han establecido estándares para una terminología formal, los cuales ofrecen palabras

equivalentes entre varios idiomas. Por ejemplo, la usada en el Reino Unido que está publicada en BS 449, o las publicadas por la Sociedad Americana de Soldadura (AWS) en AWS A-2.4 (Hicks, 2001).

En ingeniería muchas de las instrucciones se agrupan en forma de dibujos para simplificar, se utilizan símbolos en lugar de texto, ya que esto ayuda a evitar confusión, en un contexto internacional, también evita problemas potenciales asociados con la traducción del texto. Existen símbolos en estándares dados para el uso o dibujos relacionados a los términos escritos; a nivel internacional se presenta por ISO 2553 (Hicks, 2001). En la Figura 9 se muestran algunos términos de uso común que son necesarios para referirse a las partes de una soldadura.

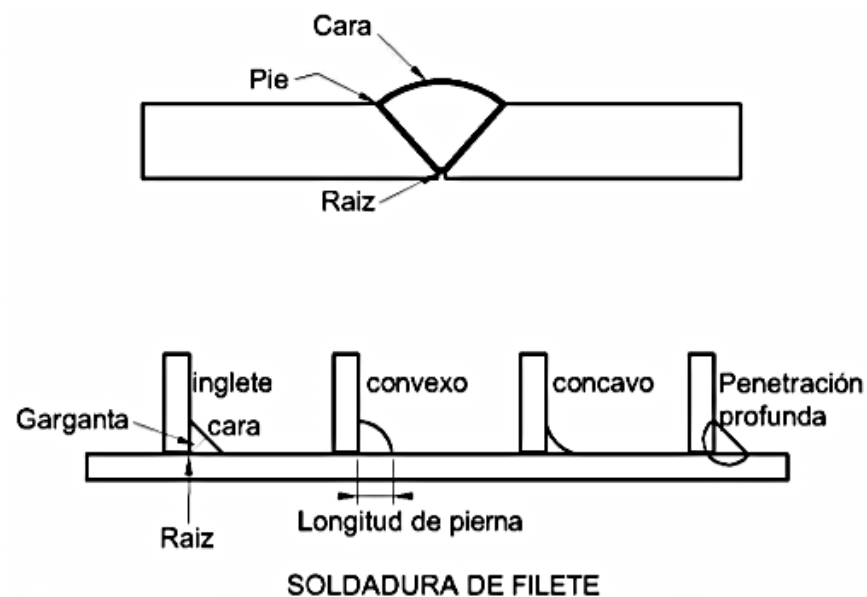


Figura 2.9: Terminología usada en el diseño y fabricación de uniones soldadas

Fuente: Hicks (2001).

Un factor subjetivo en una unión soldada es el acabado final; cuando se requiere de una buena apariencia de la superficie, debe preverse que se marque la superficie y aunque pueda ocurrir una contracción, esto podrá llegar a ser invisible después de una operación de acabado. (American Welding Society, 2007).

Además, el tipo de servicio al cual va a estar sometida la unión es obviamente el factor más importante. Por lo que al inicio de un diseño es importante conocer su aplicación, si será usada bajo una carga constante o una carga variable, o si será utilizada bajo un medio corrosivo o uno menos agresivo, de esta forma se consideran los factores de seguridad para el diseño de la unión. (American Welding Society, 2007).

Para el inicio del análisis de la información para el inicio del proceso de diseño se desarrolló un cuadro para ilustrar la dependencia de la durabilidad estructural con respecto al tipo de carga y servicio. Como se muestra en la Figura 10, como lo indica. (Sonsino, 2009)

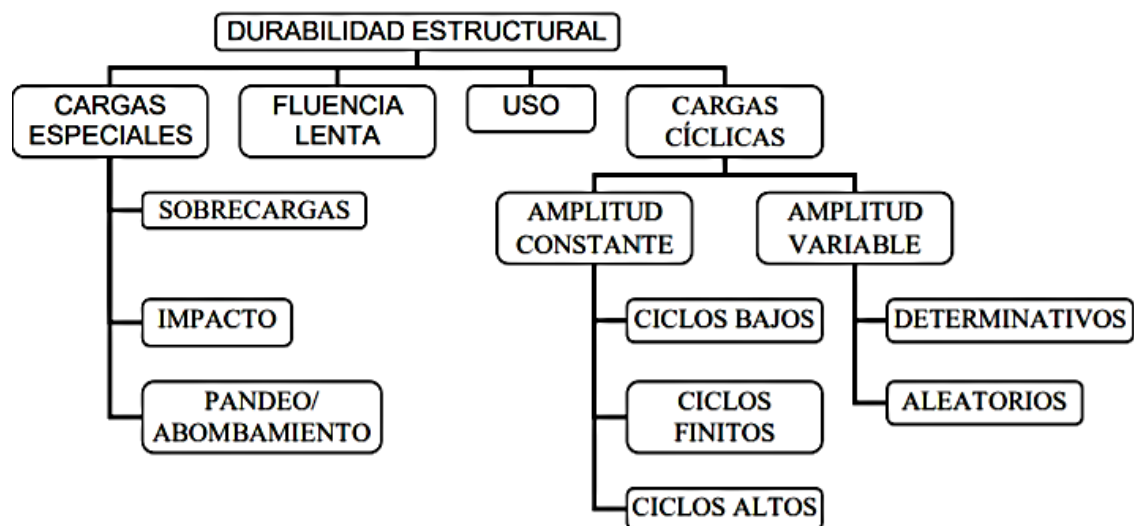


Figura 2.10: Partición de la durabilidad estructural

Fuente: Sonsino, (2009).

2.2.4.3 Tipos de uniones soldadas

Las cargas en una estructura soldada se transfieren de un miembro a otro a través de las uniones soldadas. En la Figura 2.11 se muestran algunas de las uniones básicas conocidas:

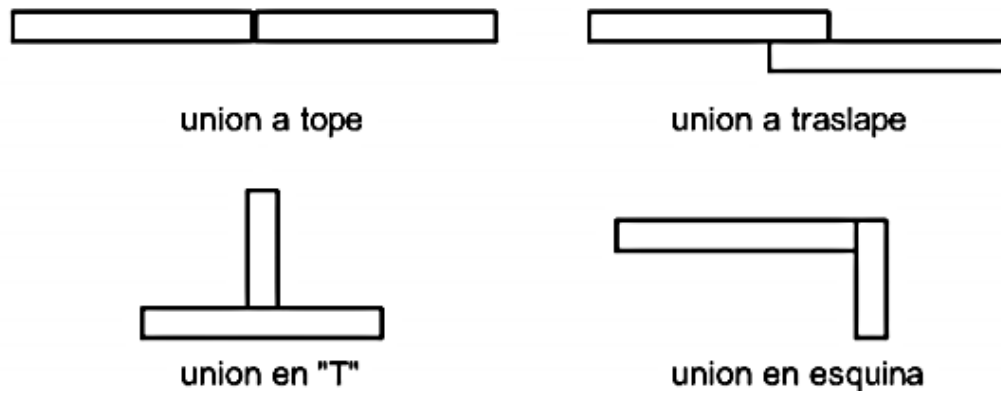


Figura 2.11: Diseños de uniones soldadas más comunes

Fuente: Hicks, (2001).

Por otra parte, varios tipos de uniones usadas en construcción y las soldaduras aplicables se muestran en la Figura 2.12, de acuerdo con (American Welding Society, 2007)

	(a) Unión a tope	Soldaduras aplicables	
		Bisel-ranura	Ranura cuadrada
		Flare-bisel-ranura	Ranura en "U"
		Flare-ranura en V	Ranura en "V"
		Ranura en "J"	Braze
	(b) Unión en esquina	Soldaduras aplicables	
		Filete	Ranura en "V"
		Bisel-ranura	Conexión (plug)
		Flare-bisel-ranura	Muesca (slot)
		Flare-ranura en "V"	Punto (spot)
		Ranura en "J"	Costura
		Ranura cuadrada	Proyección
		Ranura en "U"	Braze
	(c) Unión en "T"	Soldaduras aplicables	
		Filete	Muesca (slot)
		Bisel-ranura	Punto (spot)
		Flare-bisel-ranura	Costura
		Ranura en "J"	Proyección
		Ranura cuadrada	Braze
		Conexión (plug)	
	(d) Unión en traslape	Soldaduras aplicables	
		Filete	Muesca (slot)
		Bisel-ranura	Punto (spot)
		Flare-bisel-ranura	Costura
		Ranura en "J"	Proyección
		Conexión (plug)	Braze
	(e) Unión de cara	Soldaduras aplicables	
		Ranura-Bisel	Ranura en "V"
		Flare-Bisel-Ranura	De cara
		Flare-Ranura en "V"	Costura
		Ranura en "J"	Punto (spot)
		Ranura cuadrada	Proyección
		Ranura en "U"	

Figura 2.12: Tipos de uniones soldadas

Fuente: American Welding Society, (2007).

A partir de los diseños ya clasificados e identificados previamente se podría realizar una selección de la unión en vez de un diseño.

2.2.4.4 Mecanismos, conjunto de manivela - torno

El torno es una de las máquinas simples más comunes. Está formado por un cilindro y una manivela o manija en uno de sus extremos que sirve para que este cilindro

rote o gire sobre su eje. La finalidad es elevar o desplazar objetos de cierto peso gracias a una cuerda que se encuentra enrollada sobre el cilindro. (Arroyo, 2019)

En la imagen adjunta pueden ver las partes del torno con detalle.

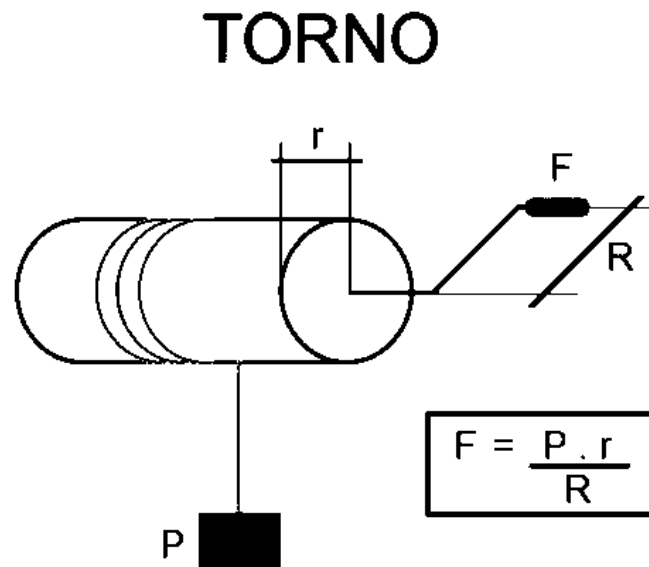


Figura 2.13: Mecanismos, conjunto de manivela – torno

Fuente: Arroyo (2019)

Pueden observar que existen dos radios. El del cilindro y el de la manija. El peso que hay que elevar que también se le llama resistencia y la fuerza que hay que aplicar para elevar dicho peso. Todas estas variables están juntas en la fórmula del torno que también pueden ver en la figura.

Si observamos esta relación deducimos que a mayor radio de la manija y menor radio del cilindro la fuerza que hay que aplicar para elevar un peso es menor. Y esta es la ventaja de esta máquina simple. La fuerza aplicada debe ser siempre menor que la resistencia o peso a elevar. (Arroyo, 2019)



2.2.5 Tribología

El término Tribología proviene de las palabras griegas “tribos”, que significa fricción, y “logos”, que significa estudio; utilizándose para designar la ciencia de las superficies friccionantes, o sea, de las superficies en contacto con movimiento relativo entre ellas.

La Tribología abarca los procesos de fricción, desgaste y lubricación de los cuerpos en contacto, fenómenos que en la práctica de ingeniería se analizaban por separado, la unión de estas ramas en una sola disciplina científico-técnica ha contribuido considerablemente en los últimos tiempos al desarrollo de los sistemas mecánicos. La proyección, construcción y explotación de máquinas y equipos sin tener en cuenta esta interacción disciplinaria lleva a la obtención de sistemas mecánicos caracterizados por:

- Considerables pérdidas de energía,
- Grandes períodos de tiempo improductivos,
- Alto consumo de materiales y piezas de repuesto,
- Costosos trabajos de reparación y mantenimiento.

Lo anterior trae como resultado máquinas y equipos de baja eficiencia, productividad, durabilidad y fiabilidad. (Castillo Herrera, 2019)

2.3 Glosario de términos básicos

Fricción: La fricción es la fuerza de resistencia al movimiento entre dos cuerpos en contacto. Se define por la relación entre la fuerza de fricción resultante y la fuerza normal aplicada.



Fricción externa: Fenómeno de resistencia al movimiento relativo que surge entre las superficies de dos cuerpos en contacto, tangencialmente a estas y acompañados de una disipación de energía.

Desgaste: Proceso de destrucción y desprendimiento de material de las superficies en contacto, acumulación de deformaciones remanentes durante la fricción y acompañado de variaciones paulatinas de las dimensiones micro y macro geométricas de los cuerpos.

Magnitud del Desgaste: Es el resultado del proceso de desgaste, medido en determinadas unidades de longitud, peso, volumen, etc.

Resistencia al Desgaste: Propiedad del material de ofrecer resistencia al desgaste para determinadas condiciones de fricción evaluado en magnitudes, inversas a la velocidad de desgaste o intensidad del desgaste.

Material lubricante: Material que se aplica a la zona de fricción con el objetivo de disminuir la fricción y la intensidad del desgaste

Lubricidad: Acción del material lubricante sobre la superficie de fricción que trae como resultado la disminución de la fricción y el desgaste.

Lubricación: Aplicación del material lubricante a la zona de fricción

Fricción estática: Fricción entre dos cuerpos con pequeños micro desplazamientos sin pasar al movimiento

Fricción dinámica: Fricción entre dos cuerpos con movimiento relativo, existen 15 Principios de tribología aplicados en la ingeniería mecánica

Fricción seca: Estado de fricción en el cual no existe la presencia del material lubricante



Fricción lubricada: Estado de fricción en el cual existe la presencia del material lubricante de cualquier tipo.

Fricción por deslizamiento: Fricción entre dos cuerpos con movimiento relativo en los cuales las velocidades en los puntos en contacto son diferentes.

Fricción por rodadura: Fricción entre dos cuerpos con movimiento relativo en los cuales las velocidades en los puntos en contacto son iguales en magnitud y sentido.

Fuerza de fricción: Fuerza de resistencia al movimiento relativo entre dos cuerpos, tangencial a las superficies en contacto y bajo la acción de cargas externas.

Velocidad de deslizamiento: Diferencia de velocidades de los cuerpos en los puntos de contacto durante el deslizamiento

Superficie de fricción: Superficie de los cuerpos que intervienen en el proceso de fricción.

Coefficiente de fricción: Relación entre la fuerza de fricción y la normal a las superficies de fricción, bajo la compresión mutua de los cuerpos en contacto.



2.4 Hipótesis

2.4.1 Hipótesis general

- Con el diseño y la adaptación del sistema a través de una manivela se logró reducir esfuerzos para conseguir el avance longitudinal del contrapunto móvil de un torno paralelo y así se obtuvo beneficios ergonómicos, descarte de sobreesfuerzos, disminución de riesgos de lesiones, aumento de la eficiencia y producción del trabajo.

2.4.2 Hipótesis específicas

- Se descartaron los esfuerzos de fricción necesarios para deslizar el contrapunto móvil, siendo esta fuerza excedente a los límites recomendados que debe realizar el operario.
- Se consiguió adaptar el sistema de avance longitudinal del contrapunto móvil a través de una manivela a otros modelos de tornos paralelos que cuentan con características similares.
- Se logró optimizar el tiempo y la producción de fabricación de elementos, componentes y repuestos que requieran el proceso de conformado de metales por arranque de viruta y torneado.

2.5 Operacionalización de variables

Tabla 2.1 Definición de variables

Variables	Definición Conceptual	Definición Operacional	Indicadores	Escala de Medición
Variable independiente: Estudio de esfuerzos del deslizamiento de la contrapunta móvil a través de un sistema de manivela	Análisis de las fuerzas máximas actuantes que soporta un área determinada en la superficie del contrapunto móvil de un torno utilizando una manivela, obteniendo los parámetros geométricos que garanticen una resistencia a los esfuerzos de contacto y de fricción.	Está constituido por las fuerzas de fricción estática y cinemática en los rieles del torno. Está constituido por las fuerzas de flexión, de compresión y fuerza cortante en los engranajes del sistema de manivela.	Velocidad del desplazamiento (m/s) Momento torsor (N-m)	Razón
Variable dependiente: Resistencia de fricción por desplazamiento	Resistencia de fricción entre dos cuerpos con movimiento relativo en los cuales las velocidades en los puntos en contacto son diferentes.	Se mide calculando los indicadores resistencia a fricción de desplazamiento y resistencia por desgaste superficial.	Resistencia por fricción (N)	Razón

Elaboración propia

2.5.1 Variables

2.5.1.1 Variables independientes

- Velocidad del desplazamiento (m/s)
- Momento torsor (N-m)

2.5.1.2 Variables dependientes

- Fricción (N)



CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 Materiales de construcción del sistema de manivela

3.1.1 Materiales de construcción del de engranaje

- 10 centímetros de eje de 2 pulgadas de Acero REDO LISO SAE1045
 - Material: Acero REDO LISO SAE1045
 - Módulo: 3.5
 - Número de dientes (Z): 10
 - Diámetro primitivo (DP): 36

3.1.2 Materiales de construcción del eje de engranaje y manivela

- 25 centímetros de eje de una pulgada de Acero REDO LISO SAE1045

3.1.3 Materiales de construcción del cuerpo del sistema de manivela

- 40 centímetros de platina de ¼" x 2" de Acero PLAT A36.
- 30 centímetros de platina de ¼" x 1 ½" de Acero PLAT A36.
- 17 cm x 17 cm de plancha de ½" de Acero PRAEX 450

3.1.4 Materiales de construcción de la manivela

- 15 centímetros de eje de una pulgada de Acero REDO LISO SAE1045
- 30 centímetros de platina de ¼" x 1 ½" de Acero PLAT A36.

3.1.5 1 rodamiento de bolas

- $d \varnothing=35\text{mm}$ $D\varnothing=55\text{mm}$



3.1.6 1 kilogramo de soldadura

- AWS A5.1: E6011

3.2 Diseño metodológico de la investigación

3.2.1 Tipo del problema de investigación

La presente investigación es del tipo aplicativo; debido a que se utilizara conocimientos ya existentes con la finalidad de diseñar y dar solución al problema.

3.2.2 Diseño del problema de investigación

El proyecto de tesis es del tipo de investigación aplicativo. Primero se buscará la información necesaria a través de bibliografía nacional e internacional, cuyos conocimientos nos servirá para el cálculo del diseño de un sistema a través de manivela para el desplazamiento de la contrapunta móvil de un torno paralelo, además la elección correcta de los mecanismos para nuestros objetivos.

3.3 Determinación de valores para el cálculo de la fricción estática

La fuerza mínima con la que el contrapunto móvil se empezará a deslizar coincide exactamente con la fuerza de rozamiento estática máxima, cuya expresión matemática es:

$$F = Fre(máx) = \mu e * N$$

En nuestro caso, como la contrapunta móvil se encuentra sobre un plano horizontal, y no se mueve verticalmente, la aceleración será cero ($a=0$):

$$\sum F = m * a$$

$$N = m * g$$

Por tanto:

$$Fre = \mu e * mt * g \dots \dots (Ec. 01)$$

Donde:

F_{re} : Fuerza de Fricción estática

μ_e : Coeficiente de rozamiento estático entre superficies de acero dulce y hierro fundido

m_t : Masa total del cabezal móvil

g : Gravedad en la ciudad de Puno, Perú

3.3.1 Determinación del valor de coeficiente de fricción estático (μ_e)

La fricción se determinará entre acero duro (material de los rieles de la bancada del torno modelo TRENS SN 71C) sobre hierro fundido (material del contrapunto móvil), considerando que la lubricación se realiza por salpicadura manual y se utiliza aceites a base de ricino.

	Coeficientes de fricción					
	Estático			Cinético		
	Seco	Con grasa	Obs.	Seco	Con grasa	Obs.
Acero duro sobre hierro fundido	0.78	0.11	Ácido oleico	0.42	0.029	Ácido esteárico
		0.23	Aceite p/husillo (mineral ligero)		0.081	Aceite de ricino
		0.15	Aceite de ricino		0.08	Grasa (base de óxido de zinc)
		0.11	Aceite de manteca de cerdo		0.058	Grafito

Figura 4.1: Valores del coeficiente de fricción

Fuente: Miranda Ríos, (2015)

Valor del coeficiente de Fricción estático (μ_e)

$$\mu_e = 0.15$$

3.3.1.1 Determinación de la masa total del cabezal móvil (mt)

Cálculo del volumen del cabezal móvil (hierro fundido)

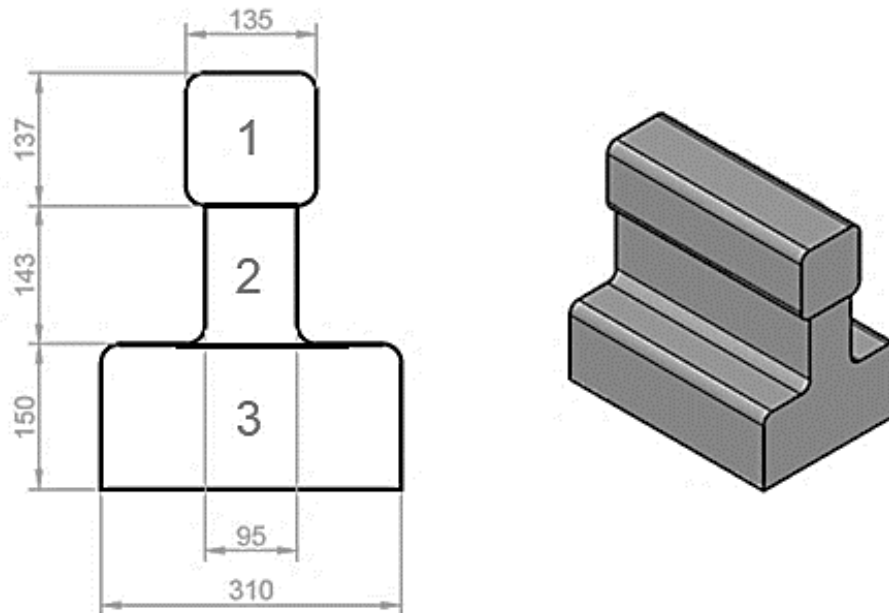


Figura 4.2: Dimensiones del cabezal móvil modelo TRENS-SN-71C

Elaboración propia

Cálculo del volumen cúbico del Sólido 1 (V1)

$$V1 = 137mm * 135mm * 450mm$$

$$V1 = 8\,322\,750\,mm^3$$

Cálculo del volumen cúbico del Sólido 2 (V2)

$$V2 = 143mm * 95mm * 450mm$$

$$V2 = 6\,113\,250\,mm^3$$

Cálculo del volumen cúbico del Sólido 3 (V3)

$$V3 = 150mm * 310mm * 450mm$$

$$V3 = 20\,925\,000\,mm^3$$



Cálculo del volumen total (Vt)

$$Vt = V1 + V2 + V3$$

$$Vt = 8\,322\,750 \text{ mm}^3 + 6\,113\,250 \text{ mm}^3 + 20\,925\,000 \text{ mm}^3$$

$$Vt = 35\,361\,000 \text{ mm}^3$$

$$Vt = 0.035 \text{ m}^3$$

Densidad del hierro fundido (d)

$$d = 6\,920 \text{ kg/m}^3$$

Cálculo de la masa del cabezal móvil del cuerpo de hierro fundido (M)

$$M = d * V6$$

$$M = 6\,920 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,035 \text{ m}^3$$

$$M = 244.70 \text{ kg}$$

Valores en Kilogramos de los elementos a considerar para la masa total del cabezal móvil:

- Masa del pedestal = 28,5 kg
- Masa de la tuerca de fijación del cabezal móvil = 2,5 kg
- Masa del volante para el accionamiento del huesillo del casquillo = 5 kg
- Masa del prisionero del casquillo = 0,8 kg
- Masa del casquillo = 8 kg
- Masa del contrapunto = 10 kg



Cálculo de la masa total del cabezal móvil (Mt)

$$mt = 244,70kg + 28,5kg + 2,5kg + 5kg + 0,8kg + 8kg + 10kg$$

$$mt = 299.5kg$$

$$mt = 300kg$$

Valor de la gravedad para la ciudad de puno (g)

$$g = 9.745m/s^2$$

Cálculo de la fricción estática (Fre)

De la ecuación: (Ec.01) $Fre = \mu e * mt * g$

$$Fre = 0.15 * 300kg * 9.745m/s^2$$

$$Fre = 438.55N$$

3.3.2 Determinación de valores para el cálculo de la fricción cinemática

Como la fuerza que se aplica es mayor que la fuerza de rozamiento estático, el contrapunto móvil se pondrá en movimiento, y por tanto la fuerza de rozamiento en este estado es la fuerza de rozamiento cinética:

$$Frc = \mu c * mt * g \dots \dots \dots (Ec.02)$$

Donde:

Frc: Fuerza de Fricción cinemática

μc : Coeficiente de rozamiento estático entre superficies de acero duro y hierro fundido

Mt: Masa total del cabezal móvil

g: Gravedad en la ciudad de Puno, Perú

Determinación del valor de coeficiente de fricción cinemático (μ_c)

La fricción se determinará entre acero duro (material de los rieles de la bancada del torno modelo TRENS SN 71C) sobre hierro fundido (material del contrapunto móvil), considerando que la lubricación se realiza por salpicadura manual y se utiliza aceites a base de ricino.

	Coeficientes de fricción					
	Estático			Cinético		
	Seco	Con grasa	Obs.	Seco	Con grasa	Obs.
Acero duro sobre hierro fundido	0.78	0.11	Ácido oleico	0.42	0.029	Ácido esteárico
		0.23	Aceite p/husillo (mineral ligero)		0.081	Aceite de ricino
		0.15	Aceite de ricino		0.08	Grasa (base de óxido de zinc)
		0.11	manteca de cerdo		0.058	Grafito

Figura 4.3: Valores del coeficiente de fricción

Fuente: Miranda Ríos, (2015)

Valor del coeficiente de Fricción cinemático (μ_c)

$$\mu_c = 0.081$$

Masa total del cabezal móvil (m_t)

$$m_t = 300k$$

Valor de la gravedad para la ciudad de puno (g)

$$g = 9.745m/s^2$$

Cálculo de la fricción cinemática (F_{rc})

De la ecuación: (Ec. 02)

$$Frc = \mu c * mt * g$$

$$Frc = 0.081 * 300kg * 9.745m/s^2$$

$$Frc = 236.80N$$

3.4 Determinación de valores de la geometría de la cremallera 12

3.4.1 Diagrama piñón – cremallera

Los sistemas de cremallera y piñón están formados por un engranaje con forma lineal el cual puede acoplarse a un engranaje recto.

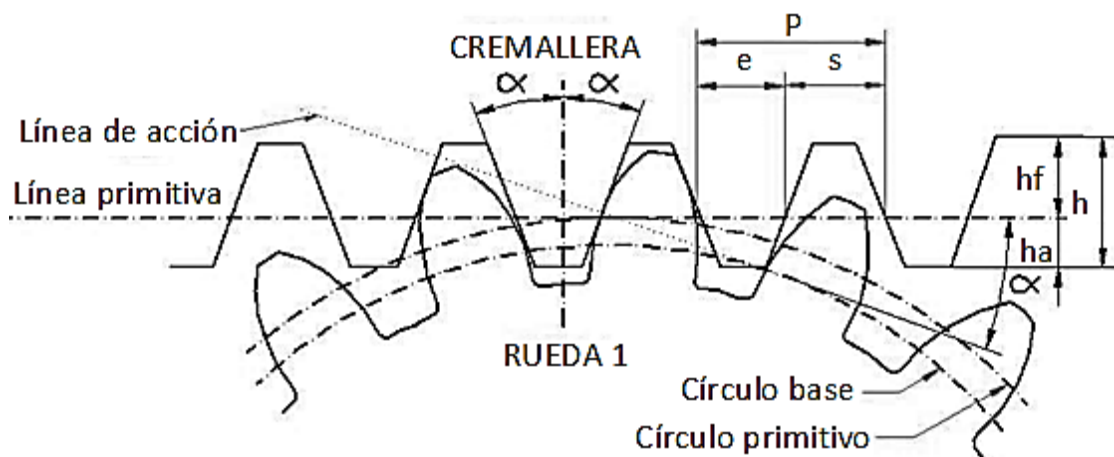


Figura 4.4: Diagrama piñón - cremallera

Fuente: TransLink, (2006)

Características técnicas de la cremallera del torno TRENS SN71C

- Dentado: recto
- Ángulo de presión: 20°
- Material: acero 1.0503 [C 45]
- Longitud: 1000 mm

- Código: CRE-3,5
- Modulo: 3.5
- Paso: 10.99 mm
- Peso: 8.7 kg/m

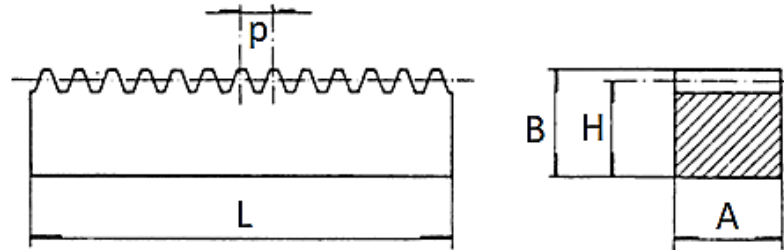


Figura 4.5: Nomenclatura de cremallera

Fuente: TransLink, (2006)

Tabla 4.1: Cremalleras Normalizadas

Referencia	Módulo	Paso	Ancho (mm)	Altura total (mm)	Altura primitiva (mm)	Peso (Kg/m)
		P	A	B	H	
CRE - 3.5	3.5	10.99	35	35	31.5	8.65

Fuente: TransLink, (2006)

3.5 Cálculo de la geometría del engranaje

3.5.1 Diseño de engranaje

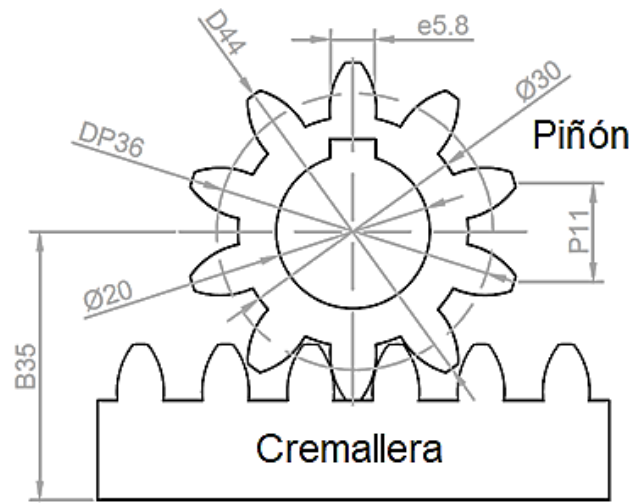


Figura 4.6: Diagrama piñón - cremallera

Elaboración Propia

3.5.2 Geometría del diente

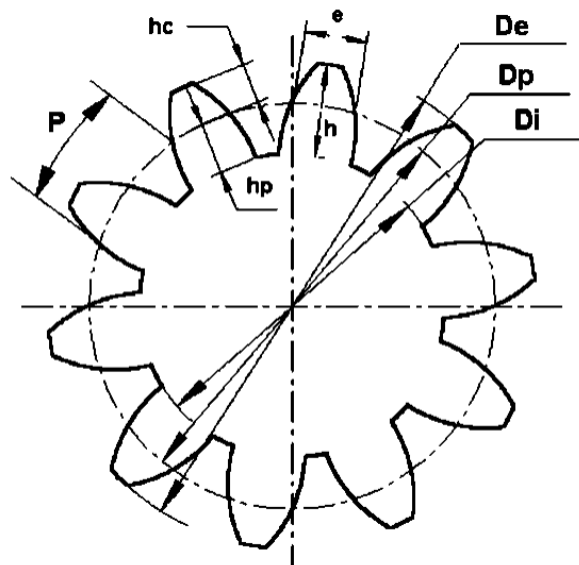


Figura 4.7: Nomenclatura del engranaje

Elaboración Propia



3.5.2.1 Cálculo del diámetro primitivo (dp), según la geometría de la cremallera.

$$Z = \frac{DP}{m} \dots \dots \dots (Ec. 03)$$

Donde:

m = Módulo

DP = Valor del diámetro primitivo (en mm)

Z = Número de dientes

Por el diseño de la geometría del diente de engranaje para la adaptación de la cremallera del torno modelo TRENS SN71C la Circunferencia de cabeza (DP): 36 mm

3.5.2.2 Cálculo de número de dientes del piñón (z), según geometría de cremallera.

Reemplazando en (Ec.03), tenemos:

$$Z = \frac{36}{3.5}$$

$$Z = 10.2$$

$$Z = 10$$

La definición de una transmisión por engranajes pasa por el conocimiento de las variables que definen la geometría del diente que se talla en la rueda. A continuación, se definen dichas variables:

Paso (p): También llamado paso circular o circunferencial (en adelante simplemente paso) es la distancia medida sobre la circunferencia primitiva (circunferencia que definiría la superficie por la cual el engranaje rueda sin deslizar) entre puntos homólogos de dos dientes consecutivos. Según se aprecia en la figura siguiente el paso es igual a la suma del grueso del diente y el ancho entre dientes consecutivos.



Matemáticamente el paso se define por la siguiente relación:

$$P = \frac{\pi DP}{Z} \dots \dots \dots (Ec. 04)$$

Donde:

P = Paso del diente (mm)

DP = Valor del diámetro primitivo (en mm)

Z = Número de dientes.

Cálculo del paso (p)

Reemplazando en (Ec.04), tenemos:

$$p = \frac{\pi * 36}{10}$$

$$p = 11.3mm$$

$$p = 11mm$$

Módulo (m): Es la relación que existe entre el diámetro primitivo del engranaje y el número de dientes (Z) que contiene la rueda, (concretamente el cociente entre el diámetro primitivo y el número de dientes, $m = d/Z$). Para que dos engranajes puedan engranar deben tener el mismo módulo, m. Paso (p) y módulo (m) están relacionados a través de la siguiente expresión:

$$m = p * \pi$$

$$m = 11mm * \pi$$

$$m = 3.5$$



El módulo se mide en milímetros, al igual que el paso. En la siguiente tabla se incluyen los valores de paso y módulo normalizados, junto con los valores de espaciado entre dientes, y de espesor y profundidad de dientes:

Tabla 4.2: Medidas normalizadas en dientes

Módulo	3.5	3.75	4	4.25	4.5	4.75	5	5.25	5.5	5.75
Paso	11	11.78	12.56	13.35	14.13	14.92	15.7	16.49	17.28	18.06
Espesor del diente	5.5	5.89	6.29	6.68	7.07	7.46	7.86	8.25	8.64	9.03
Profundidad del diente	7.58	8.13	8.67	9.21	9.75	10.29	10.83	11.38	11.92	12.46

Fuente: Suministros Lami, (2016)

Adendo o altura de cabeza (h_c): Es la distancia radial entre la circunferencia primitiva y la cabeza del diente. Para un perfil de referencia normalizado,

$$h_c = m$$

$$h_c = 3.5mm$$

Dedendo o altura de pie (h_p): es la distancia radial entre la raíz del diente y la circunferencia primitiva. Para un perfil de referencia normalizado

$$h_p = 1.25 * m$$

$$h_p = 1.25 * 3.5$$

$$h_p = 4.37mm$$

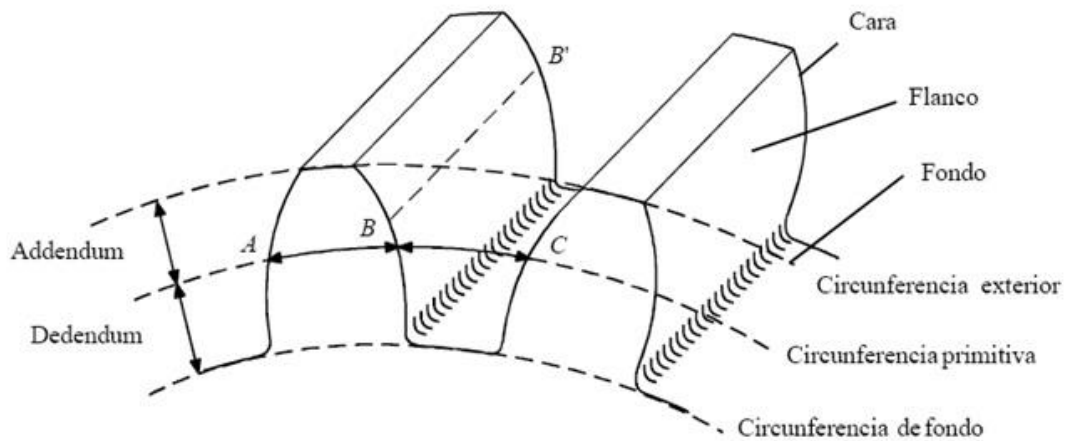


Figura 4.8: Nomenclatura usada en dientes de engranes

Fuente: Suministros Lami, (2016)

Altura total (h): es igual a la suma de las alturas de cabeza y de pie. Para un perfil de referencia normalizado:

$$h = 2.25 * m$$

$$h = 2.25 * 3.5$$

$$h = 7.87mm$$

Holgura o juego lateral: es el espacio que queda libre al engranar una pareja de dientes. Esta holgura siempre será necesaria para permitir una cierta deformación o deflexión que se produce en los dientes, además de para permitir el paso del lubricante o para la expansión térmica que sufre el metal del engranaje al calentarse.

Juego en cabeza o tolerancia (c): es el espacio que queda entre la cabeza de un diente y el fondo del espacio interdental de la rueda con que engrana. Suele tomar un valor

$$c = 0.25 * m$$

$$c = 0.25 * 3.5$$

$$c = 0.875mm$$



Altura de trabajo o activa (h_w): es la diferencia entre la altura total del diente y el juego, $h_w = h - c$. Para un perfil de referencia normalizado

$$h_w = 2 * m$$

$$h_w = 2 * 3.5$$

$$h_w = 7mm$$

Espesor del diente (s): el espesor del diente es el que viene medido sobre la circunferencia primitiva. Para un perfil de referencia normalizado

$$s = 0.5 * p$$

$$s = 0.5 * 11$$

$$s = 5.5mm$$

Cara del diente: es la parte de la superficie del diente que queda entre la circunferencia primitiva y la de cabeza.

Flanco del diente: es la parte de la superficie del diente que queda entre la circunferencia primitiva y la de pie.

Anchura de diente (B): es la anchura del diente medida en dirección paralela al eje.

$$B = m * 10$$

$$B = 3.5 * 10$$

$$B = 35mm$$

Ángulo de presión (α): es el ángulo que forma la línea de presión (que es la línea normal a la superficie del diente en el punto de contacto entre dos engranajes) con la tangente a ambas circunferencias primitivas.

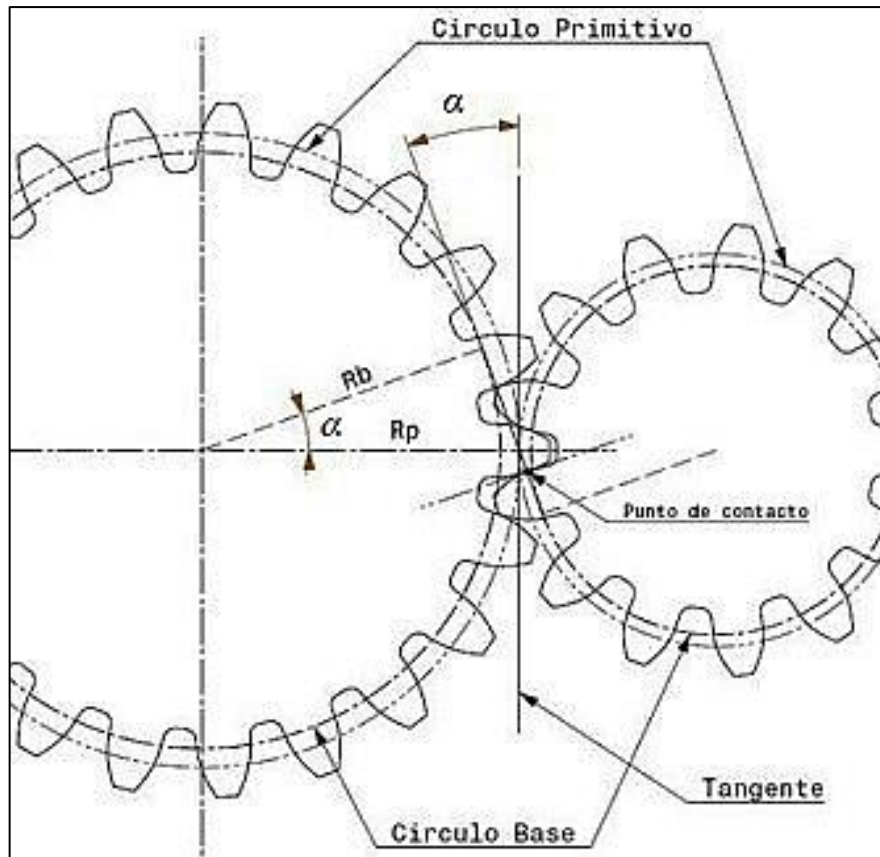


Figura 4.9: Ángulo de presión (α)

Fuente: Suministros Lami, (2016)

La relación geométrica entre el ángulo de presión (α) y los radios de la circunferencia base (R_b) y circunferencia primitiva (R_p), es la siguiente:

$$R_b = R_p * \cos\alpha$$

Los valores del ángulo de presión están en función del número de dientes, siendo algunos de sus valores los siguientes:

Tabla 4.3: Numero de Dientes y ángulo de presión

N.º de dientes, (Z)	Ángulo de presión, (α)
8	25°
10	22° 30'
15	20°
20	17° 30'
25	15°
30	14° 30'

Elaboración propia

3.5.2.3 Selección de engranaje normalizado

- Material: Acero F-114
- Módulo: 3.5
- Código: ECR 3.5/ 12

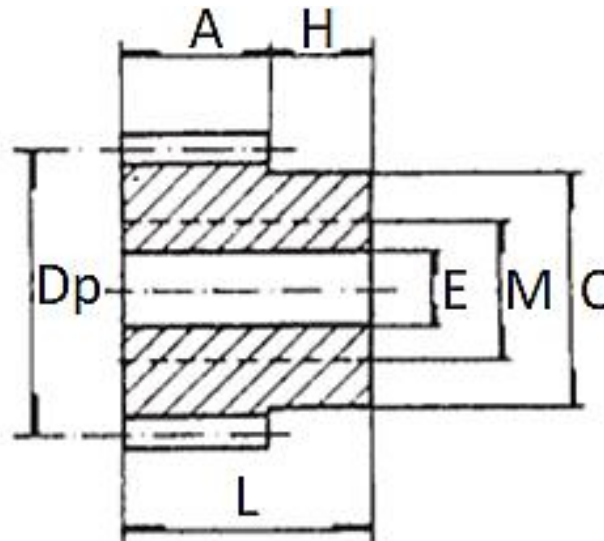


Figura 4.10: Engranaje Tipo "A"

Fuente: TransLink, (2006)

3.5.3 Engranajes cilíndricos norma europea (ISO)

Tabla 4.4: Engranajes normalizados Módulo:3,5

Ref.	Modulo	N° dientes	Ø primitivo (mm)	Tipo	Ø cubo (mm)	Ø eje (mm)	Ø eje máx. (mm)	Long. Diente (mm)	Long. Cubo (mm)	Ancho total (mm)	Peso (Kg)
		Z	DP		C	E	M	A	H	L	
ECR											
3.5/12	3.5	12	42	A	33	12	20	35	10	45	0.400

Fuente: TransLink, (2006)

3.6 Cálculo de la fuerza transversal del mecanismo manivela – torno (f)

Mecanismos, conjunto de manivela – torno (F)

$$F * R = P * r$$

$$F = \frac{P * r}{R} \dots \dots \dots (Ec. 05)$$

Donde:

F = Fuerza aplicada (N)

P = Carga que deseamos mover (N)

r = Radio del diámetro primitivo DP del engranaje (m)

R = Radio de la manivela según diseño (m).

Reemplazando en (Ec.05), tenemos:

$$F = \frac{438.55N * 0.018 m}{0.186 m}$$

$$F = 42.44 N$$



3.7 Velocidad de avance del del sistema piñón – cremallera (va)

Esta expresada en mm/min y será igual a:

$$VA = P * Z * n \dots \dots \dots (Ec. 06)$$

Donde:

P = Paso del diente (mm)

n = Velocidad circular de la rueda 30(rpm)

Z = Número de dientes.

Reemplazando en (Ec.06), tenemos:

$$VA = 11mm * 10 * 30rpm$$

$$VA = 3300mm/min$$

$$VA = 0.055m/s$$

3.8 Diseño del cuerpo del sistema de la manivela

3.8.1 Vistas de los planos del cuerpo del sistema de la manivela

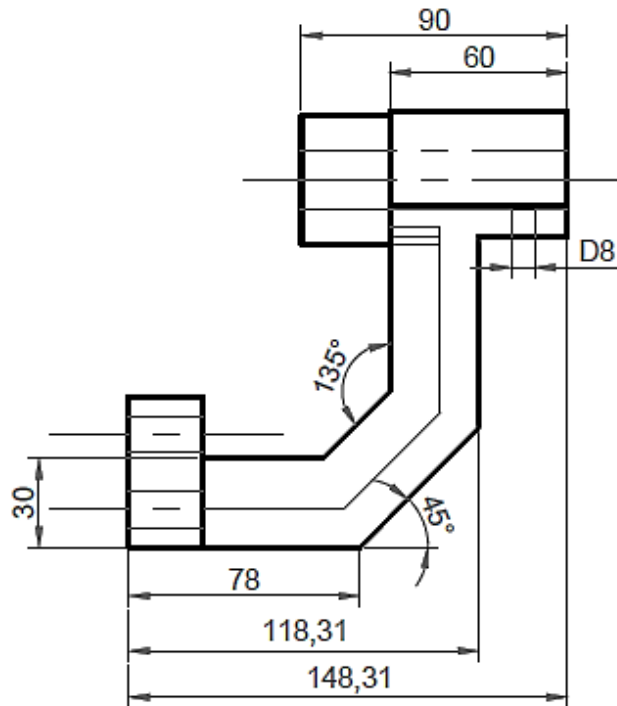


Figura 4.11: Vista frontal del cuerpo del sistema la manivela

Elaboración propia

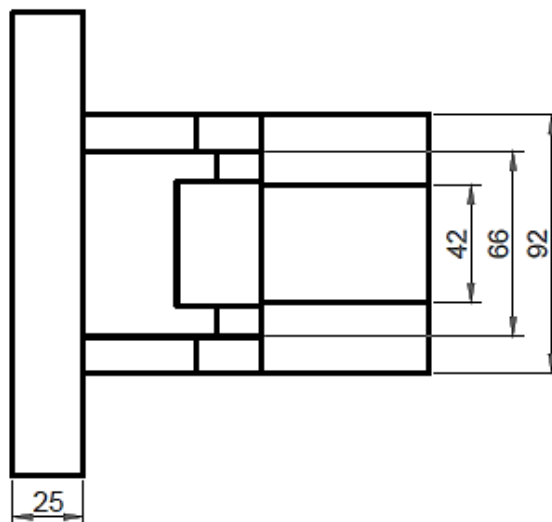


Figura 4.12: Vista superior del cuerpo del sistema la manivela

Elaboración propia

3.8.2 Cálculo de la unión soldada entre el soporte y cuerpo de la manivela

Para ilustrar la metodología en este caso se analizará la unión soldada de un perfil de tipo canal donde: $h_1 = 3\text{cm}$, $b_1 = 9.1\text{cm}$, $C = 1.3\text{cm}$ la longitud de la viga analizada se tomó $l = 14.83\text{cm}$, tal como se muestra en la figura 1.

Perfil de tipo canal soldado con una costura de filete en U, sometido a flexión transversal

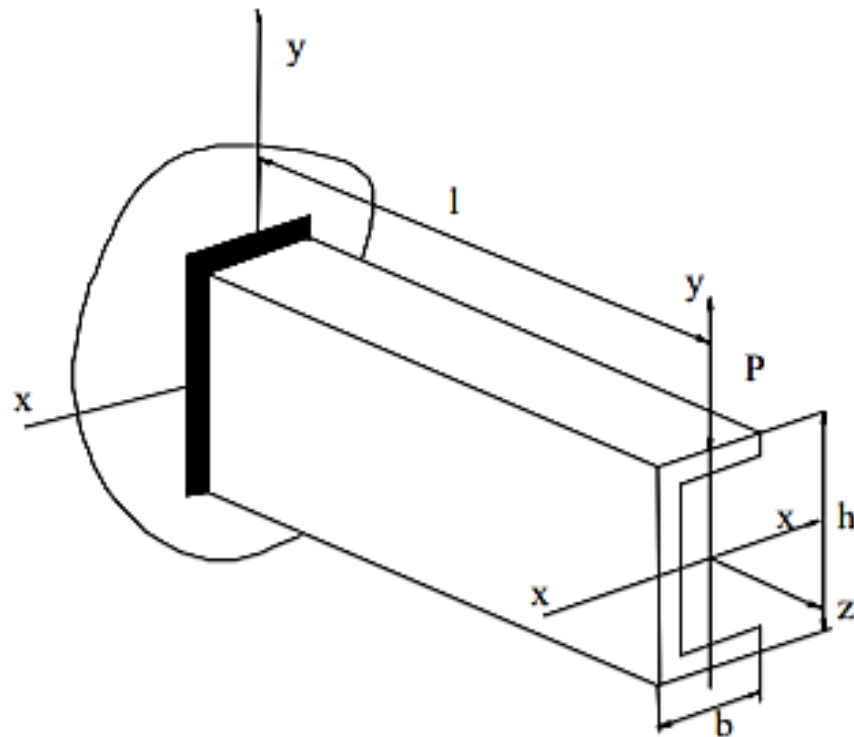


Figura 4.13: Perfil de tipo canal soldado con una costura de filete U

Elaboración propia

La carga P provoca sobre el cordón de soldadura una fuerza cortante transversal $P = F$ y un momento flector con relación al eje centroidal X-X del cordón.

Donde:

F: Fuerza cortante transversal = 42.44N equivalente a 4.33kgf

Sección transversal del cordón de soldadura en el plano paralelo a la carga P

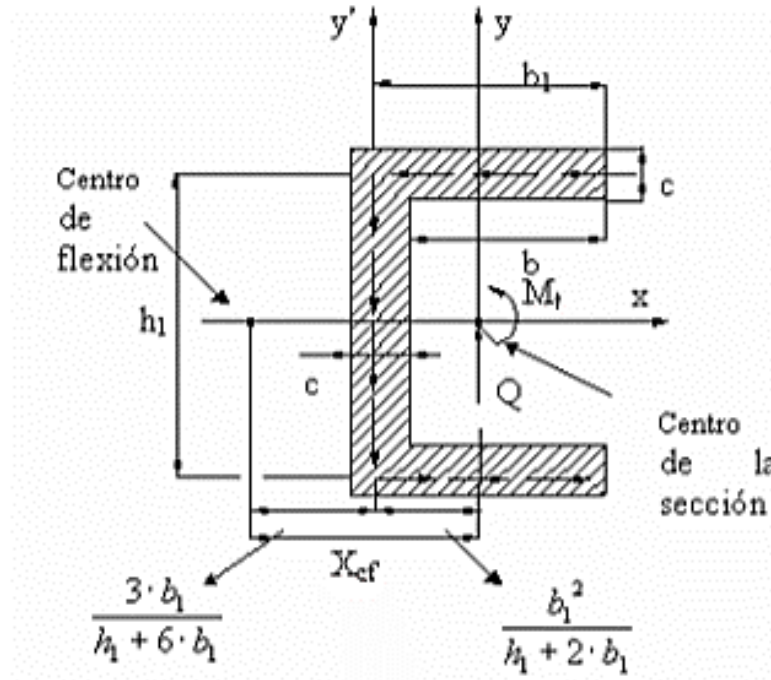


Figura 4.14: Sección transversal del cordón de soldadura

Fuente: TransLink, (2016)

En este caso, como la carga Q está aplicada en el centroide de la unión soldada, las tensiones tangenciales que surgen en la sección inducen un momento torsor, cuya magnitud, según la Teoría de la Flexión de Perfiles Abiertos de Paredes Delgadas Asimétricas es igual a:

$$Mt = F * X_{cf} \dots \dots \dots (Ec. 07)$$

Donde:

X_{cf} = Es la distancia entre el centroide de la sección y el centro de flexión

F = Fuerza cortante transversal

Mt = Momento torsor



Esta distancia en este caso, según (Feodosiev, 1985), es:

$$X = \frac{4 * b_1^2 (h_1 + 3 * b_1)}{(h_1 + 6 * b_1) * (h_1 + 2 * b_1)}$$

Las tensiones tangenciales suplementarias originadas por la torsión se distribuyen uniformemente a lo largo de toda la periferia del contorno de la sección según las leyes de la Torsión en los Perfiles Abiertos Desarrollables, es decir:

$$\tau_{mt} = \frac{3 * Mt}{C^2 * S * \cos 45}$$

Donde: S= Longitud del contorno.

$$S = 2 * b_1 + h_1$$

$$\tau_{mt} = \frac{12 * F * b_1^2 (h_1 + 3 * b_1)}{C^2 (h_1 + 6 * b_1) * (h_1 + 2 * b_1)^2 * \cos 45}$$

En el alma la tensión tangencial resultante será:

$$\tau_{alma} = \tau_{max} + \tau_{Mt}$$

$$\tau_{alma} = \frac{3 * F (h_1 + 4 * b_1)}{2 * h_1 * C (h_1 + 6 * b_1)^2 * 0.707} + \frac{12 * F * b_1^2 (h_1 + 3 * b_1)}{C^2 (h_1 + 6 * b_1) (h_1 + 2 * b_1)^2 * 0.707}$$

$$\tau_{alma} = \frac{3 * F * b_1}{0.707 * C * (h_1 + 6 * b_1)} \left[\frac{h_1 + 4 * b_1}{2 * h_1 * b_1} + \frac{4 * b_1 (h_1 + 3 * b_1)}{C * (h_1 + 2 * b_1)^2} \right]$$

Para el perfil analizado se tiene que:

$$\tau_{alma} = \frac{3 * F * 9.1}{0.707 * 1.3 * (3 + 6 * 9.1)} \left[\frac{3 + 4 * 9.1}{2 * 3 * 9.1} + \frac{4 * 9.1 (3 + 3 * 9.1)}{1.3 * (3 + 2 * 9.1)^2} \right]$$

$$\tau_{alma} = 0.516 * F * (2.609)$$

$$\tau_{alma} = 5.82 \text{ kgf/cm}^2$$



En el ala la tensión resultante será:

$$\tau_{ala} = \tau_{q\ ala} + \tau_{Mt}$$

Es decir:

$$\tau_{ala} = \frac{6 * F * b_1}{h_1 * C(h_1 + 6 * b_1) * 0.707} + \frac{12 * F * b_1^2(h_1 + 3 * b_1)}{C^2(h_1 + 6 * b_1)(h_1 + 2 * b_1)^2 * 0.707}$$

$$\tau_{ala} = \frac{6 * F * b_1}{0.707 * C(h_1 + 6 * b_1)} + \left[\frac{1}{h_1} + \frac{2 * b_1(h_1 + 3 * b_1)}{C * (h_1 + 2 * b_1)^2} \right]$$

$$\tau_{ala} = \frac{6 * P * 9.1}{0.707 * 1.3(3 + 6 * 9.1)} + \left[\frac{1}{3} + \frac{2 * 9.1(3 + 3 * 9.1)}{1.3 * (3 + 2 * 9.1)^2} \right]$$

$$\tau_{ala} = 1.031P * (1.277)$$

$$\tau_{ala} = 1.317F$$

$$\tau_{ala} = 5.703 \text{ kgf/cm}^2$$

En el ala aparece además una tensión tangencial provocada por el momento flector que se calcula convencionalmente por la ecuación de Navier proyectando las tensiones en el plano de la garganta:

$$\tau_{mf} = \frac{M_f * Y_{max}}{I * \cos 45}$$

El momento de inercia de la sección respecto al eje x es:

$$I_x = \frac{C}{12} (h_1^3 + b_1 * C^2 + 6 * b_1 * h_1^2)$$

Donde:

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} (h_1 + C)$$



Sustituyendo se obtiene:

$$\tau_{Mf} = \frac{\frac{F * I(h_1 + C)}{2}}{\frac{C(h_1^3 + b_1 * C^2 + 6 * b_1 * h_1^2) * 0.707}{12}}$$

$$\tau_{Mf} = \frac{6 * F * I(h_1 + C)}{C(h_1^3 + b_1 * C^2 + 6 * b_1 * h_1^2) * 0.707}$$

Y para el perfil analizado:

$$\tau_{Mf} = \frac{6 * F * 14.83(3 + 1.3)}{1.3(3^3 + 9.1 * 1.2^2 + 6 * 9.1 * 3^2) * 0.707}$$

$$\tau_{Mf} = 0.783F$$

$$\tau_{Mf} = 3.390 \text{ kgf/cm}^2$$

La tensión tangencial resultante será:

$$\tau_{res} = \sqrt{\tau_{ala}^2 + \tau_{Mf}^2}$$

$$\tau_{res} = \sqrt{(1.317F)^2 + (0.783F)^2}$$

$$\tau_{res} = \sqrt{(1.317 * 4.33)^2 + (0.783 * 4.33)^2}$$

$$\tau_{res} = 6.634 \text{ kgf/cm}^2$$

3.8.3 Unión soldada entre el soporte y cuerpo de la manivela

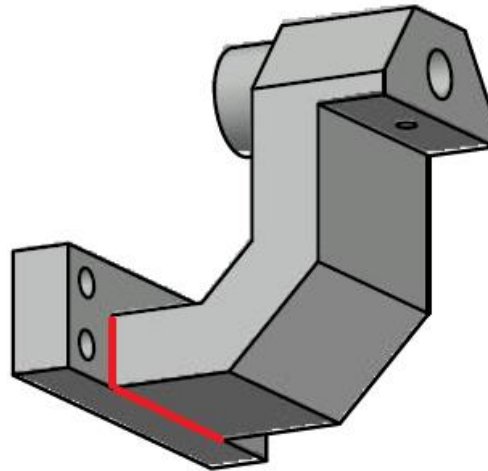


Figura 4.15: Unión soldada

Elaboración propia

3.9 Diseño del eje de engranaje – manivela

3.9.1 Vista del plano del eje engranaje – manivela

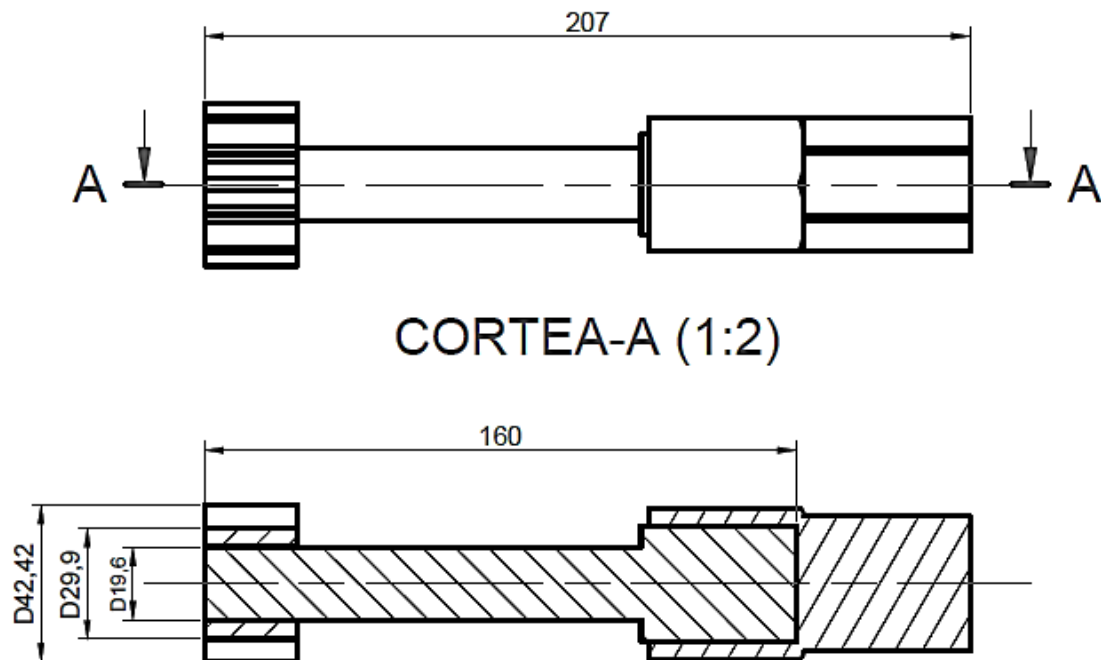


Figura 4.16: Vista frontal y corte del eje engranaje - manivela

Elaboración propia

3.9.2 Vistas de los planos de la manivela

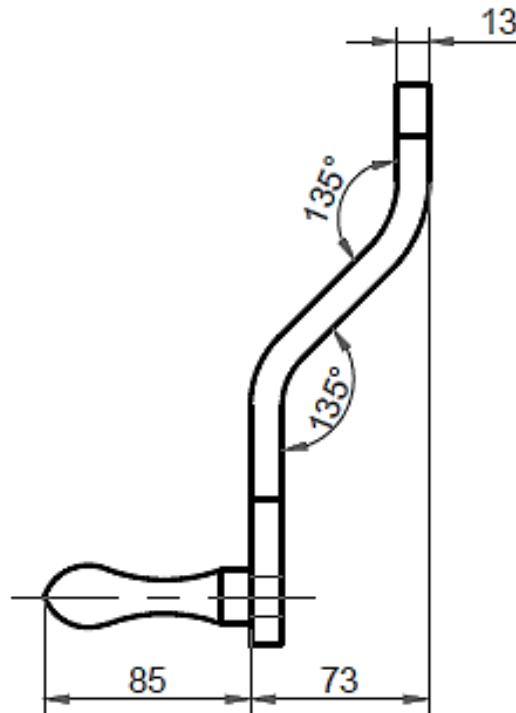


Figura 4.17: Vista frontal del cuerpo de la manivela

Elaboración propia

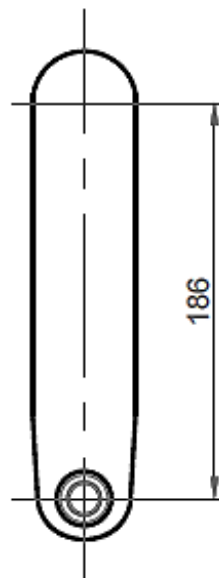


Figura 4.18: Vista Lateral derecha del cuerpo de la manivela

Elaboración propia



3.9.3 Cálculo del momento o torque del eje (\vec{M})

El momento de una fuerza, también conocido como torque, momento dinámico o simplemente momento, es una magnitud vectorial que mide la capacidad que posee una fuerza para alterar la velocidad de giro de un cuerpo. Su módulo se obtiene por medio de la siguiente expresión:

$$\vec{M} = F * d \dots \dots \dots (Ec. 08)$$

Donde:

F = Fuerza aplicada (N)

d = Distancia entre el eje de giro (m)

De la (Ec.08):

$$\vec{M} = F * d$$

$$\vec{M} = 42.44N * 0.186m$$

$$\vec{M} = 7.894Nm$$

Cálculo de la potencia necesaria para girar la manivela (P_{HP})

$$P_{HP} = \frac{\vec{M} * n}{5252} \dots \dots \dots (Ec. 09)$$

Donde:

n = Velocidad circular de la rueda 30(rpm)

De la (Ec.09):

$$P_{HP} = \frac{7.894Nm * 30rpm}{5252}$$



$$P_{HP} = 0.045 \text{ HP}$$

$$P_{HP} = 0.05 \text{ CV}$$

Cálculo del momento torsor del eje (Mt_{eje})

$$Mt_{eje} = \frac{71620 * P_{HP}(CV)}{n} \dots \dots \dots (Ec. 10)$$

Reemplazando:

$$Mt_{eje} = \frac{71620 * 0.05CV}{30rpm}$$

$$Mt_{eje} = 119.36 \text{ kg} * \text{cm}$$

3.9.4 Determinación de la tensión admisible (σ_{adm})

Utilizaremos Acero SAE 4340, según el código ASME, la norma dice: La tensión admisible es el 30% de la tensión de fluencia, o el 18% de la tensión de rotura, se toma el menor valor y se disminuye el 25%, (es decir se multiplica por 0,75), si el eje tiene chavetero.

Características del acero SAE 4340

$$\sigma_{flu} = 7381 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{rot} = 8577 \text{ kg/cm}^2$$

Utilizando el código ASME:

$$0.30 * 7381 \text{ kg/cm}^2 = 2214.3 \text{ kg/cm}^2$$

$$0.18 * 8577 \text{ kg/cm}^2 = 1543.86 \text{ kg/cm}^2$$



Se toma el valor:

$$1543.86 \text{ kg/cm}^2$$

Y se reduce un 25% por el chavetero:

$$\sigma_{adm} = 0.75 * 1543.86 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 1157.9 \text{ kg/cm}^2$$



CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Análisis, e interpretación de resultados de la investigación

4.1 Cálculo porcentual de la reducción de la fuerza necesaria para deslizar el contrapunto móvil

La fuerza necesaria para deslizar el contrapunto móvil empujándolo es de 438,55 N, la fuerza necesaria para deslizar el contrapunto móvil a través del sistema de manivela es de 42.44 N.

$$x = \frac{42.44N * 100\%}{438.55N}$$

$$x = 9.68\%$$

4.1.1 Límites de fuerza superior recomendados para empujar y jalar horizontalmente.

Los valores de la Tabla muestran los límites superiores de las fuerzas para empujar y jalar horizontalmente. Estos límites no deben ser sobrepasados en situaciones de trabajo. De hecho, es mejor y más seguro si las tareas de empujar y halar requieren fuerzas menores, particularmente, cuando la tarea requiere:

- Empujar o jalar un objeto cuando las manos deben estar por encima del hombro o por debajo del nivel de la cintura
- Ejercer una fuerza por no más de 5 segundos
- Ejercer una fuerza en un ángulo que no sea directamente frente al cuerpo, ejemplo no "recto".

En donde un trabajador puede soportar su cuerpo (o sus pies) contra una estructura firme, fuerzas superiores (de hasta 675N o cerca de 165 lbs o 75 kfg) se pueden desarrollar.

Límites de fuerza Superior recomendados para empujar y jalar horizontalmente		
Condición	Fuerzas que no deben excederse en Newtons (Kgf, lbf)	Ejemplos de actividades
A. de pie 1. El cuerpo completamente está involucrado	225 N (50 lbf o 23 kgf)	Manipulación de montacargas y carretillas. Movilizar equipos en ruedas o rodines. Deslizar ejes con rodillos.
2. Brazo primario y músculo del hombro, brazos completamente extendidos	110 N (24 lbf o 11 kgf)	Inclinarse sobre un obstáculo para mover un objeto. Empujar un objeto a una altura por encima del hombro.
B. De rodillas	188 N (42 lbf o 19 kgf)	Quitar o reemplazar un componente de un equipo como en un trabajo de mantenimiento. Manipulación en áreas de trabajo confinado como túneles o conductos grandes.
C. Sentado	130 N (29 lbf o 13 kgf)	Operar una palanca vertical, tal como un cambio de piso de equipo pesado. Movilizar bandejas o un producto con transportadores prendidos y apagados

Figura 4.19: Límites de fuerza superior recomendado para empujar y jalar horizontalmente

Fuente: MUTUAL, (1994)



V. CONCLUSIONES

Primero: A través del desarrollo de la tesis se logró el objetivo fundamental: diseñar y adaptar un sistema a través de una manivela para el avance longitudinal del contrapunto móvil del torno paralelo modelo TRENS-SN-71C en la unidad minera MINSUR y viene siendo utilizado actualmente por los operarios.

Segundo: Con los cálculos realizados en esta investigación se logró eliminar el sobreesfuerzo y así mejorar la ergonomía del operario del torno paralelo para disminuir posturas forzadas y movimientos repetitivos al realizar trabajos que requieran el uso del contrapunto móvil. Se logró reducir la fuerza necesaria para deslizar el contrapunto móvil en un 90.3% de 438.55 N a 42.44 N, consiguiendo así no superar los límites de fuerzas recomendados para empujar y jalar horizontalmente.

Tercero: Se logró acondicionar un sistema de avance longitudinal del contrapunto móvil a través de una manivela, que será adaptable para otros modelos de tornos paralelos de similares características con módulo: 3.5 y paso: 10.99mm, de manera directa a la cremallera mediante la adaptación un engranaje para transmitir la fuerza necesaria para ser utilizado por el operario de manera más eficiente y segura.

Cuarto: Se logró optimizar la producción de elementos, componentes y repuestos al ya no requerir la ayuda de un segundo operario para deslizar el contrapunto móvil para realizar trabajos que requieran el proceso de conformado de metales por arranque de viruta y torneado al elaborar un mecanismo seguro con costos reducidos de mantenimiento asegurando el sistema de transmisión.



VI. RECOMENDACIONES

Primero: Es importante no exceder los límites de fuerza superior recomendados para cada tipo de trabajo y actividad que se esté realizando, en este caso para un operador de torno paralelo, que realiza todas sus actividades de pie y ejerce fuerzas horizontales, no deberá aplicar una fuerza mayor a los 225 Newtons.

Segundo: Se recomienda la adaptación mediante piñón cremallera debido a que este sistema ofrece las ventajas de tener menos piezas y ser más preciso. Se evidencia que al tener un menor número de piezas se reduce el peso del sistema. El diseño mecánico del sistema de manivela debe satisfacer necesidades propias del modelo del torno para el cual se va a diseñar según las características que pueden ser compatibles con modelos similares al del estudio.

Tercero: Es importante realizar un mantenimiento adecuado al sistema para evitar problemas de funcionamiento a largo plazo, debido a que requiere lubricación constante para tener un óptimo desempeño del sistema piñón – cremallera. En este tipo de sistema, se debe tener cuidado en procedimiento de medición de cada uno de elementos, para asegurar un buen diseño de sus componentes.

Cuarto: Se recomienda sustituir a futuro los tornos paralelos del área de maestranza de la empresa minera San Rafael MINSUR debido a la antigüedad que estos presentan, por unos tornos de control numérico computarizado para lograr optimizar la producción, el tiempo y la calidad del trabajo que se requiere.



VII. REFERENCIAS

- American Welding Society. (1997). *Welding Encyclopedia*. Miami, Florida, USA, pp.598.: R. L. O'Brien, Ed.
- American Welding Society. (2007). *Welding Handbook, Welding Processes*., Miami, Florida, USA.
- Arroyo, P. (2019). *Química y algo más*. Obtenido de El químico: <https://quimicayalgomas.com/fisica/torno/>
- Bustos, P. B. (2018). Estudio de factibilidad técnico y económico para el reemplazo de máquinas herramientas de uso académico en el taller mecánico de la universidad Federico Santa María-sede Concepción. UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA SEDE CONCEPCIÓN –REY BALDUINO DE BÉLGICA, Bélgica.
- Castillo Herrera, W. y. (2019). *PRINCIPIOS DE TRIBOLOGÍA APLICADOS EN LA INGENIERÍA MECÁNICA*. Alcoy, Alicante : Editorial Área de Innovación y Desarrollo,S.L.
- CHACON. (2004). *Tecnología Mecánica*. MEXICO: LIMUSA.
- CORTES. (2007). *Técnicas de Prevención de Riesgos Laborales*. Madrid: Tebar.
- Duque Raminrez, P. (2017). [Título profesional]. *GUÍA TÉCNICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE ENGRANAJES PARA REDUCTORES DE VELOCIDAD*. Valparaiso.
- Feodosiev, V. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscú: MIR, 3ª Ed.
- Franco Corena, A. F. (2004). *Diseño de programa de mantenimiento centrado en lubricación al taller torno y taller torno fresa del SENA CIC de Cartagena*. UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR, Cartagena, Colombia.
- Hicks, J. (2001). *Welded design-theory and practice*. England.: Cambridge cb16ah, Abington publishing.
- Martínez, E. (2019). *Modelado y fabricaión de sistema de engranaje para torno paralelo Matra*. INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE POZA RICA, México.
- Moreno, N. (2016). La importancia de los diagramas en la resolución de problemas de cuerpos deformables en Mecánica: el caso de la fuerza de fricción. *Ingeniare. Revista chilena de Ingeniería*, 24(1), 158 - 172.
- NUÑEZ, A. (2015). "PROPUESTA DE UN PLAN DE ERGONOMÍA PARA LA MEJORA DEL DESEMPEÑO LABORAL EN EL AREA DE MAESTRANZA DE LA EMPRESA IMCO, AREQUIPA 2014". (Tesis de Ingeniería). UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MARÍA, Arequipa.
- Quijorna, A. J. (2007). *Elementos de Máquinas* . España: Planeta.



- Ringegni, P. (2013). Cálculo de uniones soldadas. Mecanismos y elementos de máquina. 6ta. Edición. Departamento de Aeronáutica, UNLP.
- Roda Casanova, V. (2015). Simulación del engrane y análisis del contacto en sistemas de transmisión por engranajes mediante la modelización avanzada del conjunto ejes-engranajes. [Tesis Doctoral]. Universidad JAUME, Castelló.
- Romero, P. (2009). Trabajando en el torno: Riesgos y medida preventivas . Revista digital para los profesionales de la enseñanza, 1 - 11.
- Ruiz, M. A. (2008). Reductor de velocidad . México D.F.: Esime.
- San Marín, J. F. (2015). Tribología, pasado, presente y futuro. TecnoLógicas, 18(35), 09-10.
- Sánchez, J. (2014). Comportamiento a la Fricción de un par Rodante-Deslizante bajo condiciones de Sistemas Ferroviarios. (Tesis de Ingeniería). Universidad Nacional de Colombia, Medellín.
- Schvab, L. (2011). Máquinas y herramientas. Guía didáctica.
- Sonsino, C. (2009). Effect of residual stresses on the fatigue behaviour of welded joints depending on loading conditions and weld geometry, international journal of fatigue. Columbus, Ohio, USA.
- Toledo, M. (1973). Educación Laboral . España: Juna Castellat .
- Zapata, J. J. (2020). Especialidad Dibujo Técnico e Informática Especializada. Obtenido de <http://conaldi.edu.co/assets/guia-integracion-n%C2%B04-dibujo-t.-10%C2%B0.pdf>

ANEXOS

ANEXO 1: Características del torno paralelo modelo trens-sn-71c



Capacidad de trabajo	1500	2000	3000	4000
Volteo sobre la bancada	710 mm			
Volteo sobre el escote	960 mm			
Volteo sobre el carro transversal	420 mm			
Distancia entre centros	1500 mm	2000 mm	3000 mm	4000 mm
Peso de la máquina con accesorios est.	2960 kg	3080 kg	3330 kg	3580 kg
Longitud de la máquina	3600 mm	4100 mm	5100 mm	6100 mm
Husillo				
Agarre del husillo	Camlock D1-8			
Rango de velocidades 16	10 a 1000 r.p.m.			
Agujero del husillo	73.5 mm			
Carros				
Recorrido del carro transversal	400 mm			
Recorrido del carrito porta cuchilla	180 mm			
Avance longitudinal	0.05-6.4mm/min			
Avance transversal	0.025-3.2mm/min			
Tornillo Patrón	Ø 40 mm paso 6 mm			
Máx. sección de la herramienta del carro	40 x 40 mm			
Avance rápido longitudinal	3000 mm/min			
Avance rápido transversal	1500 mm/min			
Contrapunta				
Cono Morse	CM5			
Diámetro de la caña	90 mm			
Máxima desalineación posible	± 10 mm			
Carrera de la caña de la contrapunta	240 mm			
Roscas				
Métrica	29 pasos de 0.5 - 40 hilos			
Whitworth	38 pasos de 1 - 80 hilos x pulgada			
Diametral Pich DP	31 pasos de 2 - 72 hilos			
Modular	26 pasos de 0.25 - 20 hilos			
Motores y Sistema Eléctrico				
Motor principal	7.5KW (10.5Hp)-220V-60HZ-Trifásico			
Velocidad del motor principal	1460 min-1			
Capacidad sistema refrigerante	25dm ³ /min (94.6gall/min)			



ANEXO 2: Presupuesto

Costo de elaboración del proyecto de tesis

Descripción	Costo Unitario (S/.)	Cantidad	Costo total (S/.)
Laptop	5200	1	5200
Equipos, Software y servicios técnicos	300	1	300
Transporte y salidas de campo	50	3	150
Materiales y Suministros	20	4	80
Materiales bibliográficos, impresiones y fotocopias	30	1	30
Tramites y gestión	30	1	30
Varios e imprevistos	100	1	50
		Total	5840

Costo de fabricación y de los materiales

Descripción: costo de fabricación del sistema de la manivela	Unidad de medida	Costo Unitario (S/.)	Cant.	Costo total (S/.)
10 cm de eje de acero de $\varnothing=2$ " para la fabricación de un engranaje recto Diámetro exterior $\varnothing=44$ mm Diámetro primitivo $\varnothing=36$ mm Número de dientes $Z=10$	cm	20	1	30
25 cm de eje de acero de $\varnothing=1 \frac{1}{2}$ " para la fabricación del eje de manivela	cm	25	1	25
15 cm de eje de acero de $\varnothing=1$ " para la fabricación de la manivela	cm	20	1	25
30 cm de platina de $\frac{1}{4}$ " x $1 \frac{1}{2}$ " para la fabricación del brazo de manivela	cm	25	1	25
40 cm de platina de $\frac{1}{4}$ " x 2" para la fabricación del soporte de manivela	cm	30	1	30
30 cm de platina de $\frac{1}{4}$ " x $1 \frac{1}{2}$ " para la fabricación del anclaje de manivela	cm	25	1	25
17cm x 17cm de plancha de $\frac{1}{2}$ para la fabricación de la base del soporte de manivela	cm	30	1	30
Rodamiento de bolas d $\varnothing=35$ mm D $\varnothing=55$ mm		25	1	25
Mano de obra y manufacturas				200
			Total	415



ANEXO 3: Fotografías

ANEXO 3.1: Adaptación del sistema de manivela a la cremallera del torno modelo

TRENS-SN-71C



ANEXO 3.2: Torno paralelo modelo TRENS-SN-71C



ANEXO 3.3: Cabezal móvil



ANEXO 3.4: Torreta porta-herramientas



ANEXO 3.5: Sistema de avance longitudinal a través de manivela



ANEXO 3.6: Cuerpo del sistema de avance longitudinal





ANEXO 4: Planos del sistema de avance longitudinal del contrapunto móvil a través de una manivela

- **ANEXO 4.1: Diseño del sistema de manivela**
- **ANEXO 4.2: Diseño del eje de engranaje y manivela**
- **ANEXO 4.3: Diseño cuerpo del sistema de manivela**
- **ANEXO 4.4: Sistema de manivela**

230

397,01

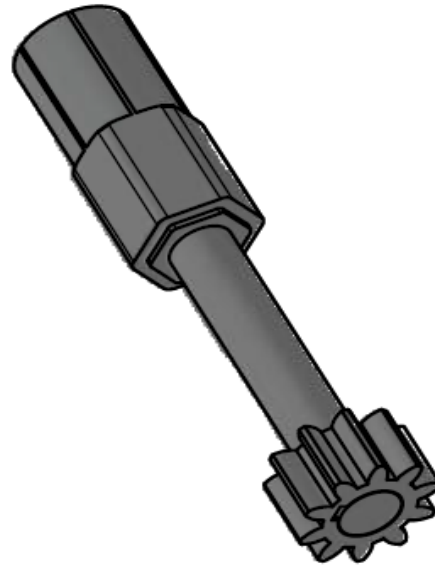
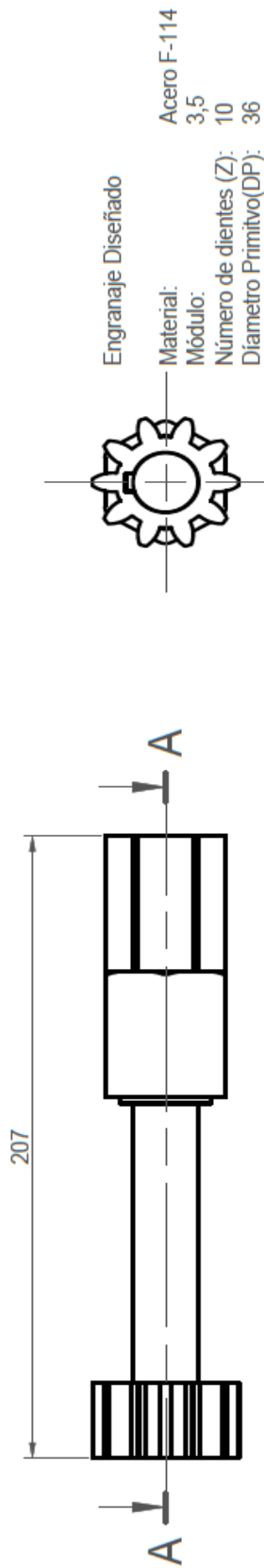
165

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO

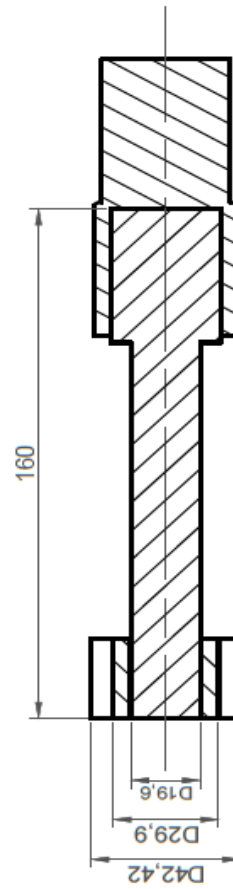
Diseño y adaptación de un sistema para el avance longitudinal del contrapunto móvil de un torno paralelo modelo TREN-SN-71C a través de manivela en MINSUR

PROYECTO: ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE MANIVELA

PLANO:	DISEÑO DEL SISTEMA DE MANIVELA
REVISADO:	MIEMBROS DEL JURADO
FECHA:	AGOSTO DEL 2021
ESCALA:	S/E
	DISEÑO: Thomas Edward Apaza Tapia
	DIBUJO: Thomas Edward Apaza Tapia

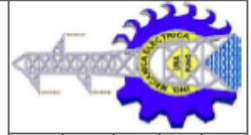


CORTEA-A (1:2)



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO

Diseño y adaptación de un sistema para el avance longitudinal del contrapunto móvil de un torno paralelo modelo TRENS-SN-71C a través de manivela en MINSUR



PROYECTO: ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE MANIVELA

PLANO: DISEÑO DEL EJE DE ENGRANAJE Y MANIVELA

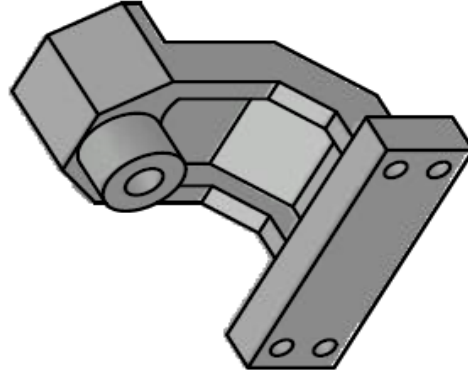
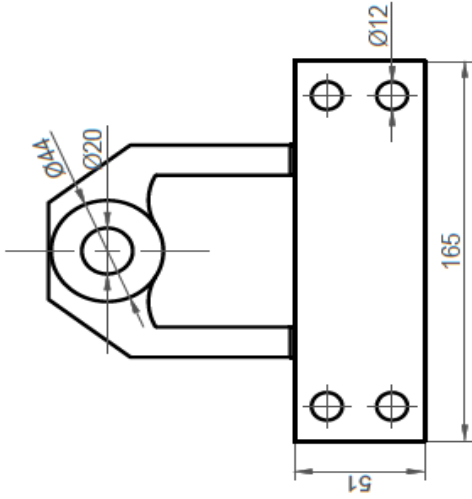
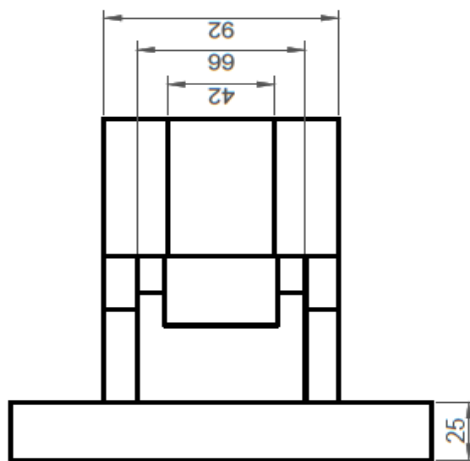
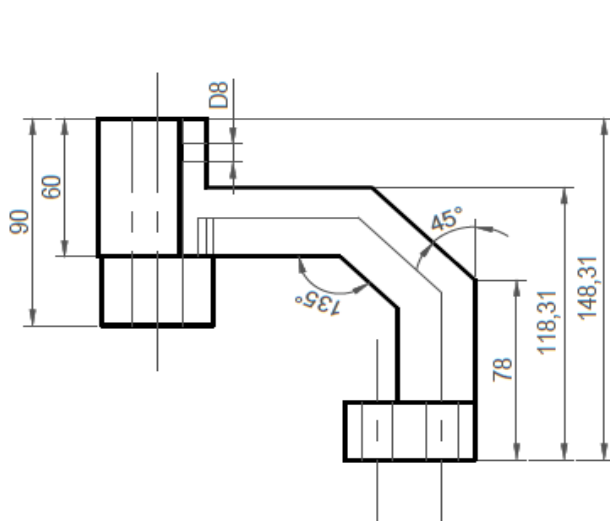
REVISADO: MIEMBROS DEL JURADO

FECHA: AGOSTO DEL 2021

ESCALA: S/E

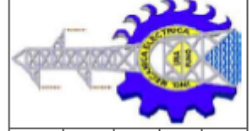
DISEÑO: Thomas Edward Apaza Tapia

DIBUJO: Thomas Edward Apaza Tapia



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO

Diseño y adaptación de un sistema para el avance longitudinal del contrapunto móvil de un torno paralelo modelo TRENS-SN-71C a través de manivela en MINSUR



PROYECTO: ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE MANIVELA

PLANO: DISEÑO CUERPO DEL SISTEMA DE MANIVELA

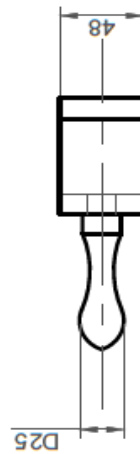
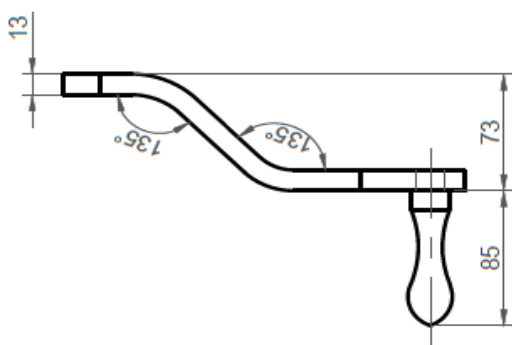
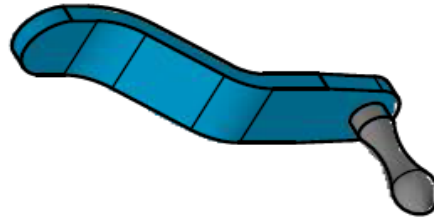
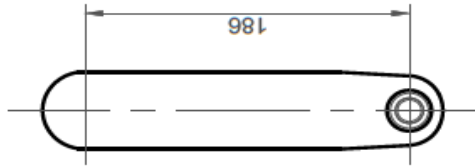
REVISADO: MIEMBROS DEL JURADO

FECHA: AGOSTO DEL 2021

ESCALA: S/E

DISEÑO: Thomas Edward Apaza Tapia

DIBUJO: Thomas Edward Apaza Tapia



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO

Diseño y adaptación de un sistema para el avance longitudinal del contrapunto móvil de un torno paralelo modelo TRENS-SN-71C a través de manivela en MINSUR

PROYECTO: ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE MANIVELA

PLANO: DISEÑO DE MANIVELA

REVISADO: MIEMBROS DEL JURADO

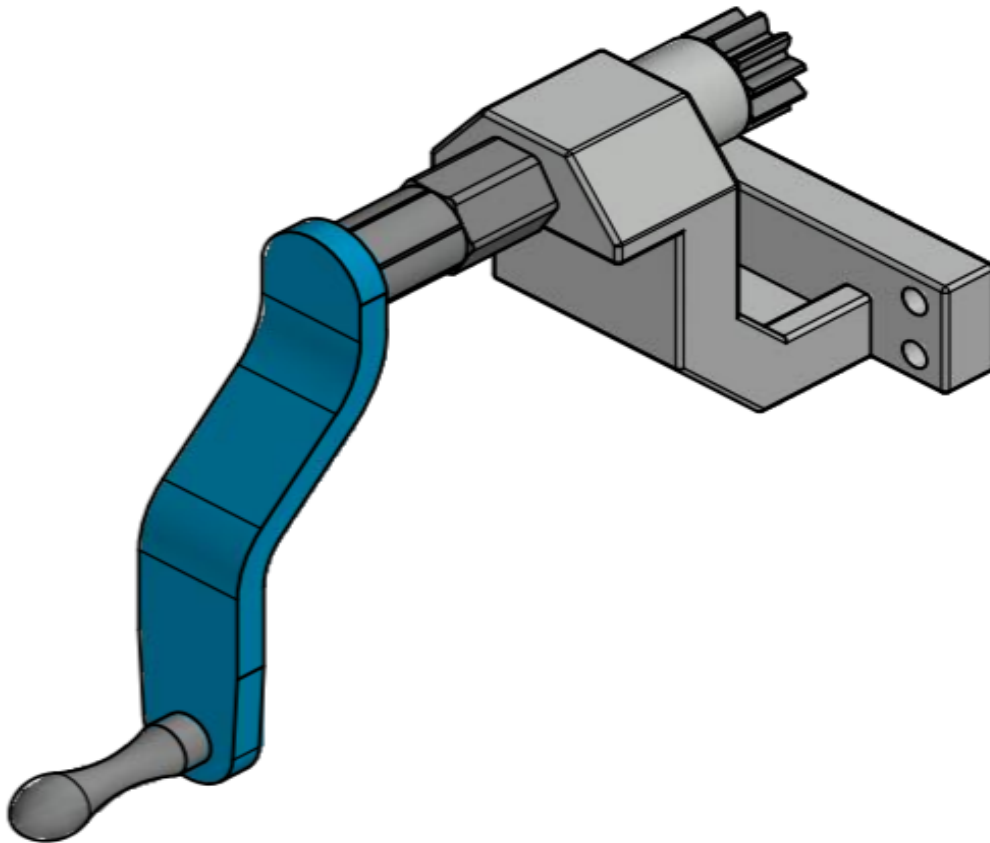
FECHA: AGOSTO DEL 2021

ESCALA: S/E

DISEÑO: Thomas Edward Apaza Tapia

DIBUJO: Thomas Edward Apaza Tapia





UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO

Diseño y adaptación de un sistema para el avance longitudinal del contrapunto móvil de un torno paralelo modelo TRENS-SN-71C a través de manivela en MINSUR



PROYECTO: ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE MANIVELA

PLANO: SISTEMA DE MANIVELA

REVISADO: MIEMBROS DEL JURADO

FECHA: AGOSTO DEL 2021

DISEÑO: Thomas Edward Apaza Tapia

ESCALA: S/E

DIBUJO: Thomas Edward Apaza Tapia

